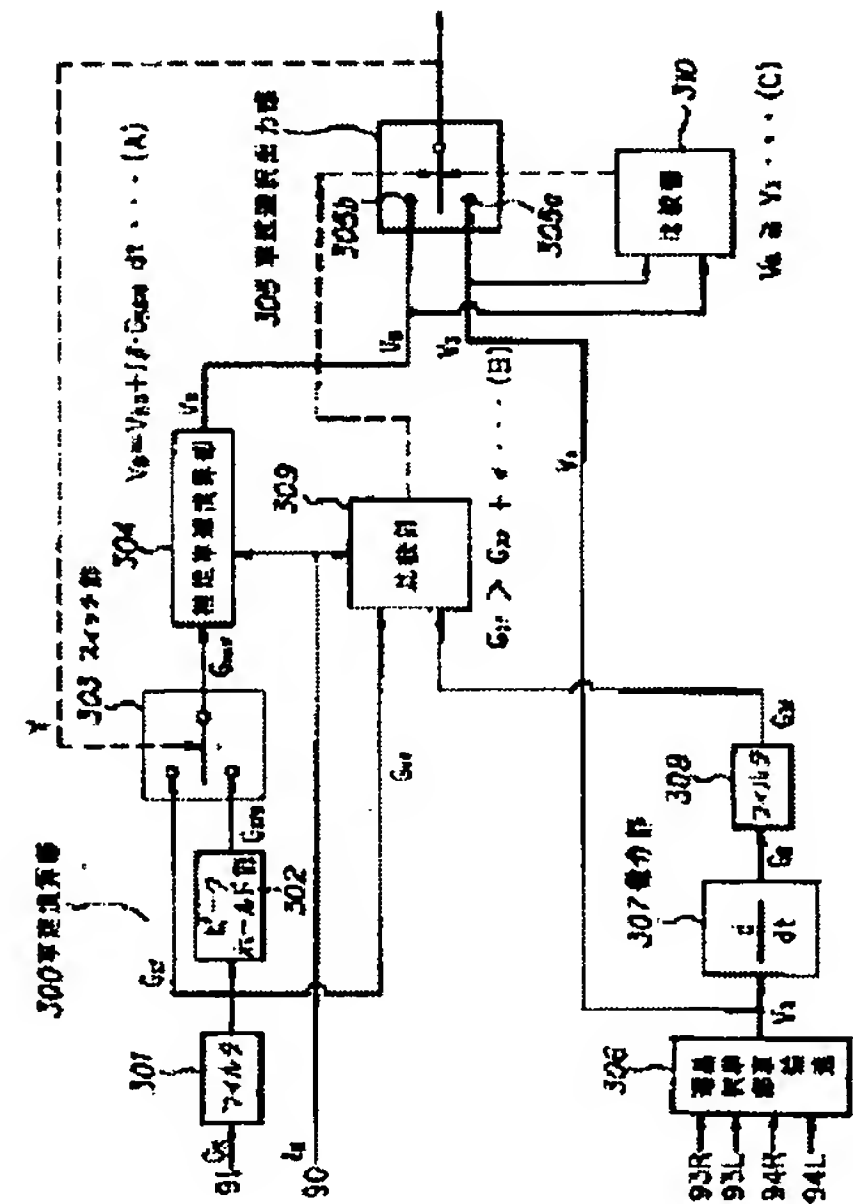


OUTPUT CONTROL DEVICE FOR VEHICLE

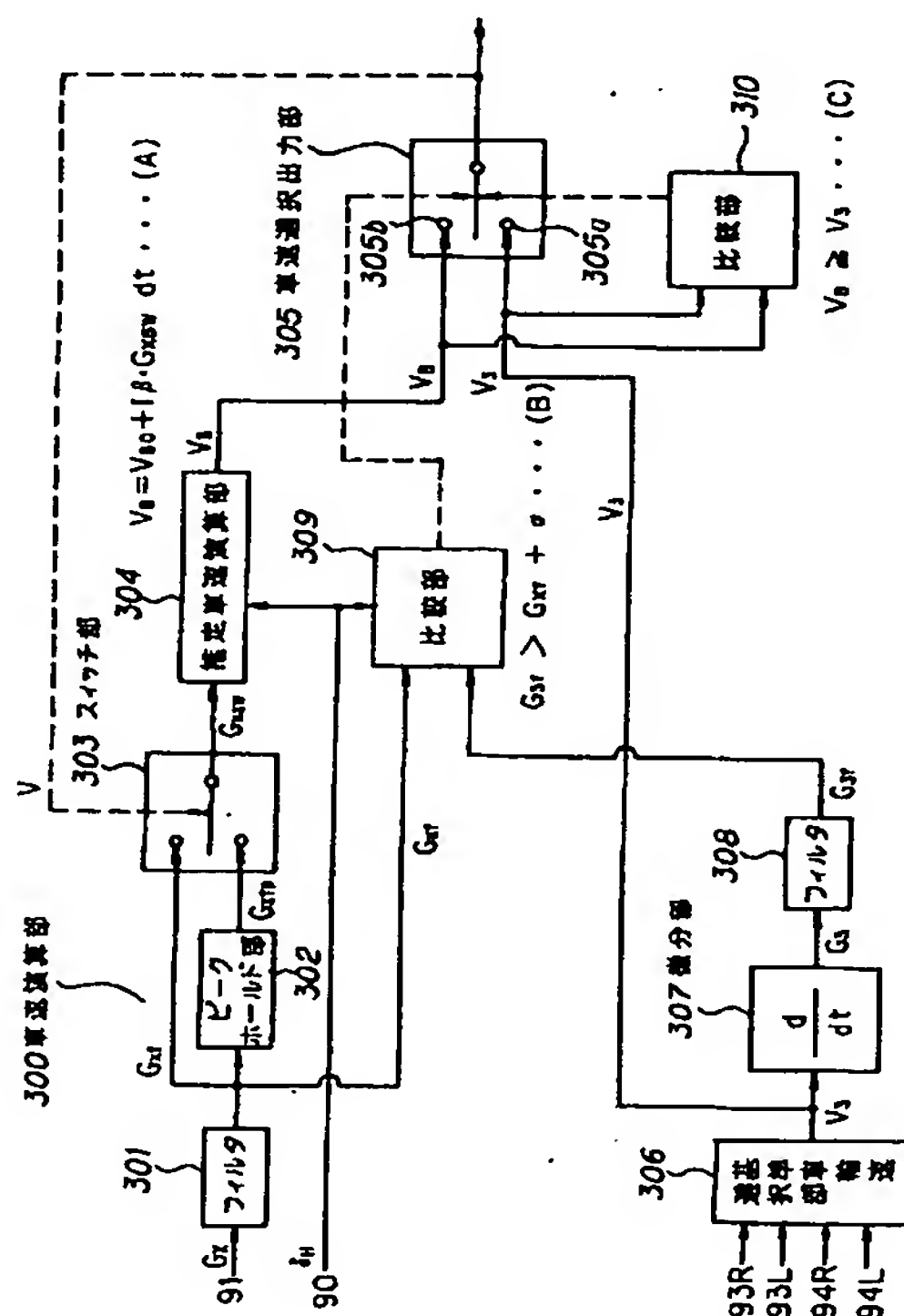
Publication number: JP6323172
Publication date: 1994-11-22
Inventor: TSUGE HIROMI
Applicant: MITSUBISHI MOTORS CORP
Classification:
- international: F02D9/02; F02D29/02; F02D9/02; F02D29/02; (IPC1-7): F02D29/02; F02D9/02
- european:
Application number: JP19930109210 19930511
Priority number(s): JP19930109210 19930511

Report a data error here

Abstract of JP6323172
PURPOSE:To satisfactorily obtain a car speed for applying an output control device decreasing an engine output for preventing the generation of a slip to a vehicle of four-wheel drive system.
CONSTITUTION:In an estimated car speed arithmetic part 304 switch lengthwise acceleration GXSW in accordance with lengthwise acceleration GX is applied to a formula (A) to obtain an estimated car speed VB, and in a reference wheel speed selecting part 306, a reference wheel speed V3, which is a wheel rotational speed in the third from the highest, is selected. In a comparator part 309, reference wheel acceleration G3f is compared with lengthwise acceleration GXf in a formula (B), and in a comparator part 310, the estimated car speed VB is compared with the reference wheel speed V3 in a formula (C). In a car speed selecting output part 305, a car speed V is switched from the reference wheel speed V3 to the estimated car speed VB, when realized the formula (B), and the car speed V is returned back to the estimated car speed when realized the formula (C). Here is increased alpha when a steering shaft turn angle deltaH is increased to 180 deg. or more. In this way, the car speed is prevented from being easily switched to the estimated car speed VB at the time of turning.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 四輪駆動形式の車両を運転する運転者による操作とは独立に、前記車両に搭載した機関の駆動トルクを低減させるトルク低減手段と、

車両の前後方向の加速度を検出する前後加速度検出手段と、

この前後加速度検出手段により検出した前後加速度を基に、前記機関の基準となる基準駆動トルクを設定する基準駆動トルク設定手段と、

前後加速度、操舵軸の旋回角及び各車輪の回転速度を基に車両の走行速度を演算する車速演算手段と、

車両の走行速度と、各車輪の回転速度のうち複数の速度の平均速度との差をスリップ量とみなし、このスリップ量に基づき補正トルクを求め、更に基準駆動トルクから補正トルクを減じた目標駆動トルクを設定する目標駆動トルク設定手段と、

前記機関の駆動トルクが前記目標駆動トルクとなるように、前記トルク低減手段の作動を制御する電子制御ユニットと、を有する車両の出力制御装置であって、前記車速演算手段は、

(1) 前後加速度を基に推定車速を演算する推定車速演算部と、

(2) 各車輪の回転速度のうち早い方から所定番目のものを基準車輪速として出力する基準車輪速選択部と、

(3) 推定車速と基準車輪速の一方を選んでこれを車速として出力する車速選択出力部と、

(4) 基準車輪速を微分した基準車輪加速度が、前後加速度に比較用変数を加えた値よりも大きくなったら、前記車速選択出力部における車速を、基準車輪速から推定車速に切り換える第 1 の比較部と、

(5) 推定車速が基準車輪速よりも大きくなったら、前記車速選択出力部における車速を、推定車速から基準車輪速に戻す第 2 の比較部と、を備えており、

しかも前記第 1 の比較部では、比較用変数は、操舵軸の旋回角が所定角よりも小さいと小さく所定角よりも大きいと大きくなっていることを特徴とする車両の出力制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、四輪駆動形式の車両において、車両の加速時等に、スリップ量に応じて機関の駆動トルクを迅速に低減させ、車両を安全に走行させるようにした車両の出力制御装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】車両の走行中に路面の状況が急激に変化したり、滑りやすい低摩擦係数の路面、例えば雪路や凍結路等の路面を二輪駆動形式（2WD）の車両が発進や走行する場合、駆動輪が空転することがある。このような場合、駆動輪が空転しないように運転者がアクセルペダルの踏み込み量を調整し、機関の出力を微妙に制御す

ることは、熟練者であっても非常に難しいものである。

【0003】このようなことから、駆動輪の空転状態を検出し、駆動輪の空転が発生した場合には、運転者によるアクセルペダルの踏み込み量とは関係無く、強制的に機関の出力を低下させるようにした出力制御装置が考えられている。そして運転者が必要に応じて、この出力制御装置を利用した走行と、アクセルペダルの踏み込み量に対応して機関の出力を制御する通常の走行とを選択できるようにしたものが発表されている。

【0004】このような観点に基づいた車両の出力制御に関するもののうち、従来知られているものとしては、次のものを挙げることができる。即ち、まず車両の走行速度（以下、これを車速と呼称する）と駆動輪の回転速度とを検出し、これらの差を駆動輪のスリップ量とみなす。次に車両の前後方向に沿った加速度（以下、これを前後加速度と呼称する）に基づいて算出される基準駆動トルクから、駆動輪のスリップ量等に基づいて算出されるフィードバック補正トルクを減算して機関の目標駆動トルクを設定する。そして機関の駆動トルクがこの目標駆動トルクとなるように、スロットル弁の開度や点火時期等を制御する。

【0005】なお、機関の駆動トルクを低下させるトルク低減手段としては、点火時期を遅らせたり吸入空気量や燃料供給量を少なくしたり、或いは燃料供給を中止したりすることが一般的である。更に特殊なものとしては機関の圧縮比を下げるようにした構成等も採用することができる。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】上述した従来の「車両の出力制御装置」は、2WD車両に適用するものであった。四輪駆動形式（4WD）の車両では4輪が全て回転駆動するため、2WD車両に適用する「車両の出力制御装置」をそのまま用いることはできない。

【0007】つまり従来の「車両の出力制御装置」では車速と駆動輪の回転速度（周速度）との差を、駆動輪のスリップ量とみなす。そしてスリップ量に応じて機関の駆動トルクを低減する。こうすることにより、雪道や凍結路などの滑りやすい路面での駆動輪のスリップを抑制し、発進加速性能や操縦安定性を確保するのである。

【0008】2WD車では非駆動輪（後輪）の回転速度を車速とみなすことができる。また駆動輪の回転速度は、2つの駆動輪の回転速度の平均から求めていた。ところが4WD車では4輪がすべて回転駆動するため、「車速」及び「駆動輪回転速度」をどのようにして扱うかが問題となる。

【0009】本発明は、上記実状に鑑み、4WDの車両に適用して有効な車両の出力制御装置を提供することを目的とする。なお4WD車であっても、エンジンの高出力化やスパイクタイヤの使用規制強化に伴い、スリップが発生する事態が生じる。そこで、本願発明者は、4W

D車にも「車両の出力制御装置」を採用して、車輪のスリップを抑制しようとしたのである。

【0010】

【課題を解決するための手段】上記課題を解決する本発明の構成は、四輪駆動形式の車両を運転する運転者による操作とは独立に、前記車両に搭載した機関の駆動トルクを低減させるトルク低減手段と、車両の前後方向の加速度を検出する前後加速度検出手段と、この前後加速度検出手段により検出した前後加速度を基に、前記機関の基準となる基準駆動トルクを設定する基準駆動トルク設定手段と、前後加速度、操舵軸の旋回角及び各車輪の回転速度を基に車両の走行速度を演算する車速演算手段と、車両の走行速度と、各車輪の回転速度のうち複数の速度の平均速度との差をスリップ量とみなし、このスリップ量に基づき補正トルクを求め、更に基準駆動トルクから補正トルクを減じた目標駆動トルクを設定する目標駆動トルク設定手段と、前記機関の駆動トルクが前記目標駆動トルクとなるように、前記トルク低減手段の作動を制御する電子制御ユニットと、を有する車両の出力制御装置であって、前記車速演算手段は、(1) 前後加速度を基に推定車速を演算する推定車速演算部と、(2) 各車輪の回転速度のうち早い方から所定番目のものを基準車輪速として出力する基準車輪速選択部と、(3) 推定車速と基準車輪速の一方を選んでこれを車速として出力する車速選択出力部と、(4) 基準車輪速を微分した基準車輪加速度が、前後加速度に比較用変数を加えた値よりも大きくなったら、前記車速選択出力部における車速を、基準車輪速から推定車速に切り換える第1の比較部と、(5) 推定車速が基準車輪速よりも大きくなったら、前記車速選択出力部における車速を、推定車速から基準車輪速に戻す第2の比較部と、を備えており、しかも前記第1の比較部では、比較用変数は、操舵軸の旋回角が所定角よりも小さく所定角よりも大きいと大きくなっていることを特徴とする。

【0011】

【作用】前述したように4WD車では「駆動輪回転速度」及び「車速」をどのようにして求めるかが問題となる。そこで詳細は後述するが本願発明者は、「車両の出力制御装置」を4WD車に適用するため、「駆動輪回転速度」として複数の車輪の回転速度の平均、具体的には4輪のうち最も速い車輪とその次に速い車輪の回転速度の平均を用いることとした。また、速い方から3番目の車輪を基準車輪とし、基準車輪のスリップがないとみなしたときには(この判定手法は後述)、基準車輪の回転速度を車速とみなし、基準車輪のスリップが生じたときとは、スリップ発生時の基準車輪の回転速度と加速度センサ信号から車速を推定演算していた。なお、4輪のうち、スリップ発生中において車速に最も近いのは1番遅い(速い方から4番目)の車輪であるため、速い方から4番目の車輪を基準車輪とすることも考

えられるが、車輪速度センサの断線等の故障などを考慮して、精度は若干劣る傾向にあるが、3番目の車輪を基準車両として車速を求めるようにした。

【0012】また、基準車輪の回転速度の微分値が、加速度センサ信号を基に求めた値(前後加速度+変数)よりも大きくなったことで、基準車輪のスリップが発生したとみなす。逆に、加速度センサ信号を基に推定演算して求めた車速が基準車輪の回転速度よりも大きくなったら、基準車輪のスリップがおさまったとみなす。

10 【0013】更に旋回時に補正をするようにしている。即ち、旋回中には車輪の回転速度が乱れやすく、基準車輪の回転速度を車速とみなすモードから、加速度センサ信号を基に車速を推定演算するモードに入りやすい。このとき、旋回中は、加速度センサの向きと車体進行のずれや、加速度センサの応答遅れにより、加速度センサ信号値は実車体加速度よりも小さくなる傾向にあり、推定演算した車速が実際の車速よりも低くなる。このため駆動輪回転速度と推定演算した車速との差が大きくなり、大きなスリップが生じたと判定され、機関の駆動トルクを低減する量が必要以上に大きくなり、加速不良となる。そこで本発明では、旋回時には、加速度センサ信号に基づき車速を推定演算するモードに入りやすくすると共に、車速を推定演算するモードに入ったときには、加速度センサ信号を基に推定演算する車速を直進時のときよりも高めにする補正をするようにした。

【0014】

【実施例】図1は、本発明による車両の出力制御装置を、前進4段後退1段の油圧式自動変速機が組み込まれた四輪駆動形式の車両に応用した一実施例における、吸排気系の概念を表す。図2はその駆動系の概念を表す。両図に示すように、機関11にはトルクコンバータ12を介して自動変速機13が接続している。この自動変速機13は、運転者による図示しないセレクトレバーの選択位置と車両の運転状態とに応じて機関11の運転状態を制御する電子制御ユニット(以下、これをECUと記載する)14からの指令に基づき、図示しない油圧制御装置を介して所定の変速段を自動的に選択するようになっている。

40 【0015】この自動変速機13の具体的な構成や作用等については、例えば特開昭58-54270号公報や特開昭61-31749号公報等で既に周知の通りであり、その油圧制御装置には自動変速機13の一部を構成する複数の摩擦係合要素の係合操作と開放操作とを行うための図示しない複数のシフト制御用電磁弁が組み込まれている。これらシフト制御用電磁弁に対する通電のオン、オフ操作をECU14にて制御することにより、前進4段後退1段の内の任意の変速段への変速動作を滑らかに達成するものである。

50 【0016】先端側にエアクリーナ15が取り付けられた呼気管17は、機関11の燃焼室16に連通してい

る。吸気管 1 7 の途中にはスロットルボディ 2 0 が介装されている。スロットルボディ 2 0 には、吸気管 1 7 によって形成される吸気通路 1 8 の開度を変化させ、燃焼室 1 6 内に供給される吸入空気量を調整するスロットル弁 1 9 を組み込んでいる。

【0017】図 1 及び図 3 (筒状をなすスロットルボディ 2 0 の部分の拡大断面構造を表す) に示すように、スロットルボディ 2 0 にはスロットル弁 1 9 を一体に固定したスロットル軸 2 1 の両端部が回動自在に支持されている。吸気通路 1 8 内に突出するこのスロットル軸 2 1 の一端部には、アクセルレバー 2 2 とスロットルレバー 2 3 とが同軸状をなして嵌合されている。

【0018】前記スロットル軸 2 1 とアクセルレバー 2 2 の筒部 2 4 との間には、プッシュ 2 5 及びスペーサ 2 6 が介装され、これによってアクセルレバー 2 2 はスロットル軸 2 1 に対して回転自在となっている。更に、スロットル軸 2 1 の一端側に取り付けた座金 2 7 及びナット 2 8 により、スロットル軸 2 1 からアクセルレバー 2 2 が抜け外れるのを未然に防止している。又、このアクセルレバー 2 2 と一体のケーブル受け 2 9 には、運転者によって操作されるアクセルペダル 3 0 がケーブル 3 1 を介して接続しており、アクセルペダル 3 0 の踏み込み量に応じてアクセルレバー 2 2 がスロットル軸 2 1 に対して回動するようになっている。

【0019】一方、前記スロットルレバー 2 3 はスロットル軸 2 1 と一体に固定されており、従ってこのスロットルレバー 2 3 を操作することにより、スロットル弁 1 9 がスロットル軸 2 1 と共に回動する。又、アクセルレバー 2 2 の筒部 2 4 にはカラー 3 2 がこれと同軸一体に嵌着されており、前記スロットルレバー 2 3 の先端部には、このカラー 3 2 の一部に形成した爪部 3 3 に係止し得るストッパ 3 4 が形成されている。これら爪部 3 3 とストッパ 3 4 とは、スロットル弁 1 9 が開く方向にスロットルレバー 2 3 を回動させるか、或いはスロットル弁 1 9 が閉まる方向にアクセルレバー 2 2 を回動させた場合に相互に係止するような位置関係に設定されている。

【0020】前記スロットルボディ 2 0 とスロットルレバー 2 3 との間には、スロットルレバー 2 3 のストッパ 3 4 を、アクセルレバー 2 2 と一体のカラー 3 2 の爪部 3 3 に押し付けてスロットル弁 1 9 を開く方向に付勢するねじりコイルばね 3 5 が、スロットル軸 2 1 に嵌合された筒状をなす一対のばね受け 3 6, 3 7 を介し、このスロットル軸 2 1 と同軸状をなして装着されている。

又、スロットルボディ 2 0 から突出するストッパピン 3 8 とアクセルレバー 2 2 との間にも、前記カラー 3 2 の爪部 3 3 を、スロットルレバー 2 3 のストッパ 3 4 に押し付けてスロットル弁 1 9 を閉じる方向に付勢し、アクセルペダル 3 0 に対してディテント感を付与するためのねじりコイルばね 3 9 が、前記カラー 3 2 を介してアクセルレバー 2 2 の筒部 2 4 にスロットル軸 2 1 と同軸状

をなして装着されている。

【0021】前記スロットルレバー 2 3 の先端部には、基端をアクチュエータ 4 0 のダイヤフラム 4 1 に固定した制御棒 4 2 の先端部が連結されている。このアクチュエータ 4 0 内に形成された圧力室 4 3 には、前記ねじりコイルばね 3 5 と共にスロットルレバー 2 3 のストッパ 3 4 をカラー 3 2 の爪部 3 3 に押し付けて、スロットル弁 1 9 を開く方向に付勢する圧縮コイルばね 4 4 が組み込まれている。そして、これら二つのばね 3 5, 4 4 のばね力の和よりも、前記ねじりコイルばね 3 9 のばね力のほうが大きく設定され、これによりアクセルペダル 3 0 を踏み込まない限り、スロットル弁 1 9 は開かないようになっている。

【0022】前記スロットルボディ 2 0 の下流側に連結されて吸気通路 1 8 の一部を形成するサージタンク 4 5 には、接続配管 4 6 を介してバキュームタンク 4 7 が連通している。このバキュームタンク 4 7 と接続配管 4 6 との間には、バキュームタンク 4 7 からサージタンク 4 5 への空気の移動のみ許容する逆止め弁 4 8 が介装されている。これにより、バキュームタンク 4 7 内の圧力はサージタンク 4 5 内の最低圧力とほぼ等しい負圧に設定される。

【0023】これらバキュームタンク 4 7 内と前記アクチュエータ 4 0 の圧力室 4 3 とは、配管 4 9 を介して連通状態となっており、この配管 4 9 の途中には非通電時閉塞型の第一のトルク制御用電磁弁 5 0 が設けられている。つまり、このトルク制御用電磁弁 5 0 には配管 4 9 を塞ぐようにプランジャ 5 1 を弁座 5 2 に付勢するばね 5 3 が組み込まれている。

【0024】又、前記第一のトルク制御用電磁弁 5 0 とアクチュエータ 4 0 との間の配管 4 9 には、スロットル弁 1 9 よりも上流側の吸気通路 1 8 に連通する配管 5 4 が接続している。そして、この配管 5 4 の途中には非通電時開放型の第二のトルク制御用電磁弁 5 5 が設けられている。つまり、このトルク制御用電磁弁 5 5 には配管 5 5 を開放するようにプランジャ 5 6 を付勢するばね 5 7 が組み込まれている。

【0025】前記二つのトルク制御用電磁弁 5 0, 5 5 には、前記 ECU 1 4 がそれぞれ接続し、この ECU 1 4 からの指令に基づいてトルク制御用電磁弁 5 0, 5 5 に対する通電のオン、オフがデューティ制御されるようになっている。本実施例ではこれら全体で本発明のトルク低減手段を構成している。

【0026】例えば、トルク制御用電磁弁 5 0, 5 5 のデューティ率が 0 % の場合、アクチュエータ 4 0 の圧力室 4 3 がスロットル弁 1 9 よりも上流側の吸気通路 1 8 内の圧力とほぼ等しい大気圧となり、スロットル弁 1 9 の開度はアクセルペダル 3 0 の踏み込み量に一对一で対応する。逆に、トルク制御用電磁弁 5 0, 5 5 のデューティ率が 100 % の場合、アクチュエータ 4 0 の圧力室

4 3 がバキュームタンク 4 7 内の圧力とほぼ等しい負圧となり、制御棒 4 2 が図 1 中、左斜め上方に引き上げられる結果、スロットル弁 1 9 はアクセルペダル 3 0 の踏み込み量に関係なく閉じられ、機関 1 1 の駆動トルクが強制的に低減させられた状態となる。このようにして、トルク制御用電磁弁 5 0、5 5 のデューティ率を調整することにより、アクセルペダル 3 0 の踏み込み量に関係なくスロットル弁 1 9 の開度を変化させ、機関 1 1 の駆動トルクを任意に調整することができる。

【0027】又、本実施例ではスロットル弁 1 9 の開度をアクセルペダル 3 0 とアクチュエータ 4 0 とで同時に制御するようにしたが、吸気通路 1 8 内に二つのスロットル弁を直列に配列し、一方のスロットル弁をアクセルペダル 3 0 にのみ接続すると共に他方のスロットル弁をアクチュエータ 4 0 にのみ接続し、これら二つのスロットル弁をそれぞれ独立に制御したり、或いは一つのスロットル弁をモータにより電氣的に駆動すること等も可能である。

【0028】前記自動変速機 1 3 の出力軸 5 8 には、前輪 5 9R、5 9L 及び後輪 6 0R、6 0L に対する駆動トルクを所要の割合に配分する遊星歯車式のセンターディファレンシャル（以下、これをセンターデフと呼称する）6 1 が中間歯車 6 2 を介して連結されている。

【0029】このセンターデフ 6 1 は、太陽歯車 6 3 と、この太陽歯車 6 3 の周囲に配置されて当該太陽歯車 6 3 と噛み合う複数の遊星歯車 6 4 と、これら遊星歯車 6 4 を囲むように太陽歯車 6 3 と同軸に配置された内歯歯車 6 5 とを備え、遊星歯車 6 4 を回転自在に支持する遊星キャリア 6 6 と前記中間歯車 6 2 とが噛み合っている。前記太陽歯車 6 3 には、前輪用出力軸 6 7 と一体の減速歯車 6 8 を介してフロントディファレンシャル（以下、これをフロントデフと呼称する）6 9 が連結され、前記内歯歯車 6 5 には後輪用出力軸 7 0 及び傘歯車群 7 1 を介してプロペラ軸 7 2 が連結されている。

【0030】つまり、センターデフ 6 1 の一方の出力は、減速歯車 6 8、フロントデフ 6 9 を介して前車軸 7 3R、7 3L から左右の前輪 5 9R、5 9L に伝達され、他方の出力は傘歯車群 7 1、プロペラ軸 7 2 及び傘歯車群 7 4、リヤディファレンシャル 7 5 を介して後車軸 7 6R、7 6L から左右の後輪 6 0R、6 0L に伝達されるようになっている。

【0031】又、フロントデフ 6 9 には、その前輪側出力部と後輪側出力部との差動を制限或いは拘束することにより、前後輪 5 9R、5 9L、6 0R、6 0L（以下、これらを駆動輪と総称する）に対して機関 1 1 からの駆動トルクの配分を変更し得る油圧多板クラッチ 7 7 が付設されている。この油圧多板クラッチ 7 7 は、太陽歯車 6 3 と遊星キャリア 6 6 との間に介装されており、当該油圧多板クラッチ 7 7 に供給される油圧（以下、これをクラッチ係合圧と呼称する）によって係合力が変わり、太陽

歯車 6 3 と遊星キャリア 6 6 との差動の拘束状態を変更できるようになっている。

【0032】従って、油圧多板クラッチ 7 7 に対するクラッチ係合圧を制御することにより、この油圧多板クラッチ 7 7 を完全に開放した状態から一体的に係合させた状態までの任意の状態に保持することが可能となる。そこでセンターデフ 6 1 は前輪 5 9R、5 9L 側及び後輪 6 0R、6 0L 側へ伝達される駆動トルクの配分割合を、例えば 3 2 : 6 8 程度からこれら駆動輪の接地荷重に応じた比率（例えば 6 0 : 4 0）の間で制御することができる。

【0033】油圧多板クラッチ 7 7 を完全に開放した状態における前輪 5 9R、5 9L と後輪 6 0R、6 0L との駆動トルクの配分割合は、太陽歯車 6 3、遊星歯車 6 4、内歯歯車 6 5 の歯数や、傘歯車群 7 1 と減速歯車 6 8 との歯数比等により任意に設定することができるが、本実施例では前輪 5 9R、5 9L と後輪 6 0R、6 0L との駆動トルクの配分割合が約 3 2 : 6 8 となるように設定されている。又、油圧多板クラッチ 7 7 を完全に係合した状態となって、差動制限が実質的にゼロとなると、前輪 5 9R、5 9L と後輪 6 0R、6 0L との駆動トルクの配分割合は、これら駆動輪の接地荷重に応じた比率（例えば 6 0 : 4 0）となる。

【0034】なお、本実施例では油圧多板クラッチ 7 7 を太陽歯車 6 3 と遊星キャリア 6 6 との間に介装しているが、太陽歯車 6 3 と内歯歯車 6 5 との間に介装するようにしても良い。

【0035】図 4 に、油圧多板クラッチ 7 7 に対する圧油制御回路の概念を示す。図 4 に示すように、自動変速機 1 3 の油溜め 7 8 内の油を吸い上げる油ポンプ 7 9 には、途中に圧力制御弁 8 0 を介装した油路 101 を介して油圧多板クラッチ 7 7 が接続している。この油圧多板クラッチ 7 7 と圧力制御弁 8 0 との間の当該油路 101 の途中には、この油路 101 内の油圧を検出する圧力スイッチ 8 1 が設けられ、その検出信号が ECU 1 4 に出力されるようになっている。

【0036】又、油ポンプ 7 9 と圧力制御弁 8 0 との間の油路 101 と、自動変速機 1 3 の油溜め 7 8 とに連通する分岐油路 102 の途中には、設定圧（以下、これをライン圧と呼称する）、例えば約 9 kg/cm^2 で開弁して前記油路 101 内の油を自動変速機 1 3 の油溜め 7 8 へ逃すリリーフ弁 8 2 が介装されている。

【0037】前記圧力制御弁 8 0 は、油圧多板クラッチ 7 7 と油ポンプ 7 9 とを連通する第一位置と、油圧多板クラッチ 7 7 と自動変速機 1 3 の油溜め 7 8 とを連通する第二位置とに切り換えられ、これらの位置は ECU 1 4 からの出力信号によってデューティ制御されるようになっている。

【0038】図 5 に圧力制御弁 8 0 の部分の具体的な油圧制御回路を示す。図 5 に示すように、当該圧力制御弁

80は、油ポンプ79と油圧多板クラッチ77とを連通する油路101の開閉を行うランド801と、油溜め78に連通する排油路103の開閉を行うランド802と、これら二つのランド801, 802を中央部と一端側に形成したスプール803と、このスプール803を図中、右側に付勢する戻しばね804とを有する。

【0039】又、油ポンプ79と圧力制御弁80との間の油路101から分岐する油路104と、圧力制御弁80のスプール803の一端側のランド802の端面に臨む油路105との間には、レデューシング弁83が介装されている。このレデューシング弁83は、前記油路104を開閉し得るランド831及び排油路106を開閉し得るランド832をそれぞれ形成したスプール833と、このスプール833を図中、左側に付勢する戻しばね834とを有する。

【0040】つまり、油路105内の油圧が戻しばね834のばね力に対応する設定圧（以下、これをレデューシング圧と呼称する）以下になると、この戻しばね834のばね力によって、スプール833が図中、左側に押圧される結果、油路104, 105が連通して、油ポンプ79からのライン圧が油路101, 104からレデューシング弁83を介して油路105に供給される。逆に、油路105内の油圧がレデューシング圧以上になると、戻しばね834のばね力に抗してスプール833が図中、右側に押圧される結果、油路105と排油路106とが連通して、油路105内の圧油がレデューシング弁83を介して排油路106から排出され、このようにして油路105内は常に一定のレデューシング圧に保持されるようになっている。

【0041】前記油路105から分岐して圧力制御弁80のスプール803の中央部のランド801の端面に臨む油路107の途中には、オリフィス108が介装されている。又、このオリフィス108と圧力制御弁80との間の油路107から分岐する制御油路109の途中には、この制御油路109と排油路110との連通状態を切り換えるクラッチ制御用電磁弁84が設けられている。

【0042】このクラッチ制御用電磁弁84は、後述する種々のセンサからの情報に基づき、前記ECU14によりソレノイド841に対する通電状態がデューティ制御される非通電時閉塞型のものであり、弁体842がこのソレノイド841による磁力と戻しばね843のばね力とで図中、左右に変位するようになっている。つまり、ソレノイド841に対する通電を行った場合には、戻しばね843のばね力に抗して電磁力により弁体842が図中、右側へ移動し、制御油路109と排油路110とが連通状態となる一方、ソレノイド841に対して通電しない場合には、戻しばね843のばね力により弁体842が図中、左側へ移動し、排油路110に対して制御油路109を遮断する。

【0043】これにより、制御油路109と排油路110とが連通して油路107内の油圧（以下、これをデューティ圧と呼称する）が低下すると、圧力制御弁80の戻しばね804のばね力に抗してスプール803の一端側のランド802

の端面に作用するレデューシング圧により、圧力制御弁80のスプール803が図中、左側に移動する結果、油ポンプ79から油路101を介して供給されるライン圧が、圧力制御弁80によりクラッチ係合圧となって油圧多板クラッチ77に供給され、油圧多板クラッチ77が係合状態となる。逆に、排油路110に対して制御油路109が遮断されてデューティ圧が上昇し、レデューシング圧とほぼ等しくなると、圧力制御弁80の戻しばね804のばね力により、圧力制御弁80のスプール803が図中、右側に移動する結果、油圧多板クラッチ77と排油路103とが連通して油圧多板クラッチ77が開放状態となる。

【0044】上述したクラッチ係合圧は、クラッチ制御用電磁弁84に対するデューティ率によって変化するが、これらクラッチ係合圧とクラッチ制御用電磁弁84のデューティ率との関係は、例えば図6に示すような比例関係にある。具体的には、クラッチ制御用電磁弁84に対するデューティ率が少ない（即ち、通電量が少ない）ほどクラッチ係合圧が低くなり、逆にクラッチ制御用電磁弁84に対するデューティ率が多い（即ち、通電量が多い）ほどクラッチ係合圧が高くなっている。

【0045】なお、この逆の設定、つまり図6における特性が右下がりとなって、クラッチ制御用電磁弁84に対するデューティ率が少ない（即ち、通電量が少ない）ほどクラッチ係合圧が高くなり、逆にクラッチ制御用電磁弁84に対するデューティ率が多い（即ち、通電量が多い）ほどクラッチ係合圧が低くなるようにすることも当然可能である。

【0046】このように、本実施例では車両の運転状態を検出する各種センサからの検出信号に基づき、油圧多板クラッチ77に対するクラッチ係合圧を適切に設定し、駆動輪に対する駆動トルクの配分割合を適切に切り換えるようにしているが、この油圧多板クラッチ77の制御については、本発明とは本質的に関係がないので、その説明は省略する。

【0047】一方、前記ECU14には、スロットルボディ20に取り付けられてスロットルレバー23の開度（以下、これをスロットル開度と呼称する）を検出するスロットル開度センサ85と、このスロットル開度センサ85と同様にスロットルボディ20に取り付けられてアクセルレバー22の開度（以下、これをアクセル開度と呼称する） θ_a を検出するアクセル開度センサ86と、機関11に取り付けられて機関回転速度 N_e を検出するためのクランク角センサ87と、操舵ハンドル88に取り付けられた操舵軸89の旋回角 δ_s を車両の直進状態を基準として検出する操舵角センサ90と、車両の前後加速度 G_x を検出する本発明の前後加速度検出手段としての前後加速度センサ91と、車両の前後に取り付けられ且つこの車両の横加速度 G_y を検出する前後一対の横加速度センサ92a, 92bと、前輪59R, 59Lの回転速度をそれぞれ検出する左右一対の前輪回転センサ9

3R, 9 3Lと、後輪 6 0R, 6 0Lの回転速度をそれぞれ検出する左右一対の後輪回転センサ 9 4R, 9 4Lとが接続する他、スロットルボディ 2 0に取り付けられてスロットル弁 1 9の全閉状態を検出するアイドルスイッチ 9 5及びイグニッションキースイッチ 9 6とが接続している。

【0 0 4 8】そして、これらスロットル開度センサ 8 5, アクセル開度センサ 8 6, クランク角センサ 8 7, 操舵角センサ 9 0, 前後加速度センサ 9 1, 横加速度センサ 9 2a, 9 2b, 前輪回転センサ 9 3R, 9 3L, 後輪回転センサ 9 4R, 9 4L, アイドルスイッチ 9 5及びイグニッションキースイッチ 9 6からの出力信号がそれぞれECU 1 4に送られるようになっている。

【0 0 4 9】ところで、四輪駆動形式の車両においては、4つの駆動輪全てに機関 1 1からの駆動トルクが伝達されるため、二輪駆動形式の車両の如き機関 1 1からの駆動力が伝達されない車輪（以下、これを従動輪と呼称する）が存在せず、車速Vを従動輪の回転速度から検出することができない。このため、詳細は後述するが、本実施例では前後加速度センサ 9 1から検出される前後加速度 G_x と、前後輪の回転センサ 9 3R, 9 3L, 9 4R, 9 4Lの信号を基に演算をすることにより、車速Vを求めている。この車速Vを求める手法が本発明のポイントである。

【0 0 5 0】又、本実施例では後述する駆動輪の前後方向のスリップ量sが予め設定した量よりも大きくなった場合、機関 1 1の駆動トルクを低下させて操縦性を確保すると共にエネルギーロスを防止する制御（以下、これをスリップ制御と呼称する）を行った際の機関 1 1の目標駆動トルク T_0 をECU 1 4にて演算し、機関 1 1の駆動トルクを必要に応じて低減できるようにしている。

【0 0 5 1】図 7 に本実施例による制御の大まかな流れを示す。図 7 に示すように、具体的には、イグニッションキースイッチ 9 6のオン操作により本実施例の制御プログラムが開始され、M1のステップにてまず操舵軸旋回位置初期値の読み込みや後述するスリップ制御中フラグF等のリセット或いはこのスリップ制御のサンプリング周期である15ミリ秒毎の主タイマのカウント開始等の初期設定が行われる。

【0 0 5 2】そして、M2のステップにて各種センサからの検出信号に基づいてECU 1 4は前後加速度 G_x , 横加速度 G_y , 駆動輪速 V_0 等を演算し、これに続いて操舵軸 8 9の中立位置をM3のステップにて学習補正する。この操舵軸 8 9の中立位置は、ECU 1 4中の図示しないメモリ等に記憶されていないため、前記イグニッションキースイッチ 9 6のオン操作の度に初期値が読み込まれ、車両が直進走行条件を満たした場合にのみ学習補正され、イグニッションキースイッチ 9 6がオフ状態となるまでこの初期値が学習補正されるようになっている。

【0 0 5 3】次に、ECU 1 4はM4のステップにて操

舵角センサ 9 0及び前後加速度センサ 9 1及び横加速度センサ 9 2a, 9 2b及び前後輪回転センサ 9 3R, 9 3L, 9 4R, 9 4Lからの検出信号に基づいて機関 1 1の駆動トルクを規制するスリップ制御を行う場合の目標駆動トルク T_0 を演算する。

【0 0 5 4】そして、運転者が図示しない手動スイッチを操作してスリップ制御を希望している場合には、ECU 1 4は機関 1 1の駆動トルクがこの目標駆動トルク T_0 となるように、前記一対のトルク制御用電磁弁 5 0, 5 5のデューティ率を制御し、これによって車両を無理なく安全に走行させるようにしている。

【0 0 5 5】なお、運転者が図示しない手動スイッチを操作してスリップ制御を希望していない場合には、ECU 1 4は一対のトルク制御用電磁弁 5 0, 5 5のデューティ率を0%側に設定する結果、車両は運転者のアクセルペダル 3 0の踏み込み量に対応した通常の運転状態となる。

【0 0 5 6】このように、機関 1 1の駆動トルクをM5のステップにて主タイマのサンプリング周期毎のカウントダウンが終了するまで制御し、これ以降はM2からM6までのステップを前記イグニッションキースイッチ 9 6がオフ状態となるまで繰り返すのである。

【0 0 5 7】ところで、本実施例ではM4のステップでのスリップ制御の際に、一対の横加速度センサ 9 2a, 9 2bにより実際の横加速度 G_y を横加速度演算部203にて検出する一方、旋回中におけるこの横加速度 G_y を推定横加速度 G_{ye} として操舵軸 8 9の旋回角 δ_0 と車速Vとに基づいて予測し、車両に発生する実際の横加速度 G_y に対して予め予測可能な推定横加速度 G_{ye} を優先的に利用することにより、制御遅れの可能性がほとんどない状態で機関 1 1の基準駆動トルク T_0 を補正するようにしている。

【0 0 5 8】しかし、車両の整備時に前輪 5 9R, 5 9Lのトーイン調整を行った場合や図示しない操舵歯車の磨耗等の経年変化等によって、操舵軸 8 9の中立位置が変わってしまうと、操舵軸 8 9の旋回位置と操舵輪である前輪 5 9R, 5 9Lの実際の舵角 δ との間にずれが発生する。この結果、車両の推定横加速度 G_{ye} を正確に算出することができなくなるため、この場合には一対の横加速度センサ 9 2a, 9 2bにより、実際の横加速度 G_y を利用して機関 1 1の基準駆動トルク T_0 を補正する。

【0 0 5 9】このようなことから、操舵軸 8 9の中立位置をM3のステップにて学習補正する必要があるが、この操舵軸 8 9の中立位置を学習補正する方法については、特開平 3 - 1 8 9 2 7 3 号公報等ですでに公知であるので、その具体的な説明は省略する。

【0 0 6 0】前記ECU 1 4は、操舵角センサ 9 0から検出される操舵軸 8 9の旋回角 δ_0 に基づいて前輪 5 9R, 5 9Lの舵角 δ を下式(1)により演算し、この時の車両の推定横加速度 G_{ye} を下式(2)よりそれぞれ求めてい

る。つまり、この ECU 14 での (1), (2) 式による演算

$$\delta = \delta_H / \rho_H$$

$$G_{Yr} = \delta / [\omega \cdot \{A + (1/V^2)\}]$$

但し、 ρ_H は操舵歯車変速比、 ω は車両のホイールベース、 A は車両のスタビリティファクタである。

【0061】なお、このスタビリティファクタ A は、周知のように車両の懸架装置の構成やタイヤの特性或いは路面状況等によって決まる値である。具体的には、定常円旋回時にて車両に発生する実際の横加速度 G_Y と、この時の操舵軸 89 の操舵角比 δ_H / δ_{H0} (操舵軸 89 の中立位置を基準として横加速度 G_Y が 0 近傍となる極低速走行状態での操舵軸 89 の旋回角 δ_{H0} に対して加速時における操舵軸 89 の旋回角 δ_H の割合) との関係を表す例えば図 8 に示すようなグラフにおける接線の傾きとして表現される。つまり、乾燥路を走行中の車両の横加速度 G_Y が小さくて車速 V が余り高くない領域では、スタビリティファクタ A がほぼ一定値 ($A = 0.002$) となっているが、横加速度 G_Y が例えば $0.6g$ を越えると、スタビリティファクタ A が急増し、車両は極めて強いアンダーステアリング傾向を示すようになるのである。

【0062】又、駆動輪に装着されるタイヤと路面との摩擦係数は、車速 V の変化率である前後加速度 G_X と等価であると見なすことができる。そこで、本実施例ではこの前後加速度 G_X を前後加速度センサ 91 からの検出信号により連続的に求め、この前後加速度 G_X の最大値に対応する機関 11 の基準駆動トルク T_0 を、スリップ量 s (駆動輪速 V_0 - 目標駆動輪速 V_{F0}) に基づいて補正し、目標駆動トルク T_0 を算出している。

【0063】この場合、前後輪回転センサ 93R, 93L, 94R, 94L からの検出信号に基づいて算出される駆動輪速 V_0 は、前後輪回転センサ 93R, 93L, 94R, 94L により検出された駆動輪の回転速度データのうち、1 番目と 2 番目の大きさのものの平均を駆動輪速 V_0 として採用している。

【0064】図 9、図 10 に機関 11 の目標駆動トルク T_0 を算出するための演算ブロックを示す。両図に示すように、ECU 14 は前後加速度センサ 91 からの検出信号に基づいて現在の車両の前後加速度 $G_{X(n)}$ を検出する。この前後加速度 $G_{X(n)}$ と、操舵角センサ 90 により検出した操舵軸 89 の旋回角 δ_H と、前後輪の回転センサ 93R, 93L, 94R, 94L の信号を基に、車速演算部 300 (詳細は図 11 を基に説明する) により車速 V を演算する。

【0065】ここで車速演算部 300 の構成及び動作を、図 11 を基に説明する。この車速演算部 300 は、「車両の出力制御装置」を 4WD 車両に適用するために導入し

$$V_0 = V_{00} + \int \beta \cdot G_{Xs} \, dt$$

但し、 V_{00} は次段の車速選択出力部 305 が推定車速 V_0 を選択した時点での基準車輪速 V_0 の値である。また変数

処理が横加速度検出手段に該当する。

・・・ (1)

・・・ (2)

たものであり、この部分が本発明のポイントとなるところである。

【0066】図 11 に示すように、前後加速度センサ 91 から出力された前後加速度 G_X は、ローパスフィルタ 301 にてノイズ成分が除去されてフィルタ前後加速度 G_{Xr} となる。ピークホールド部 302 は、フィルタ前後加速度 G_{Xr} をピークホールド (ピーク後はある時定数でゆっくり下げる) したピークホールド前後加速度 G_{Xrp} を出力する。ピークホールドすることにより、前後加速度センサ 91 の取付精度の不良、センサ自身の精度不良や応答遅れ、道路勾配などを原因として、実際の車体加速度よりも小さい信号成分が出力されても、このような不良信号成分を解くことができる。

【0067】スイッチ部 303 は、車速 V (この値は後述するように図 11 に示すこの車速演算部 300 により最終的に決定したものである) が 20 [km/h] 以上であればフィルタ前後加速度 G_{Xr} を選択して出力し、車速 V が 20 [km/h] 未満であればピークホールド前後加速度 G_{Xrp} を選択して出力する。ここではスイッチ部 303 にて選択して出力された信号をスイッチ前後加速度 G_{Xs} とする。車速 V が 20 [km/h] 以上であるときにはピークホールドをしていないフィルタ前後加速度 G_{Xr} を用いているので、高摩擦係数の路面 (高 μ 路面) から雪道等の低摩擦係数の路面 (低 μ 路面) に飛び込んで加速しても、雪道等に入り込んだ時点からただちにその状況に応じた前後加速度値が得られ、高摩擦係数の路面を走行していた時の高い前後加速度値の影響を受けることがなくなり、正しいスリップ制御ができる。逆に言うと、車速 V が 20 [km/h] 以上であるときにピークホールド前後加速度 G_{Xrp} を仮に用いたとすると、高 μ 路面から低 μ 路面に飛び込んで加速すると、低 μ 路面に入っても高 μ 路面のときのデーターをホールドしているため、高 μ 路面並の加速をしているとして次段の推定車速演算部 304 で車速演算が行なわれ、推定車速 V_0 が実際の車速から大きくはずれ、正しいスリップコントロールができなくなるのである。よって一度スムーズに発進した後は車速 V が 20 [km/h] 以上であれば、フィルタ前後加速度 G_{Xr} を選択し、発進初期など車速 V が 20 [km/h] 未満であればピークホールド前後加速度 G_{Xrp} を選択する。

【0068】推定車速演算部 304 は、スイッチ部 303 から出力されたスイッチ前後加速度 G_{Xs} 及び操舵角センサ 90 から出力された操舵軸の旋回角 δ_H が入力されると、次式 (A) を用いて推定車速 V_0 を演算する。

・・・ (A)

β は、旋回角 δ_H が 180° 未満のときには図 12 に示す小さな特性値 (時間の経過により変化する) をとり、旋回

角 δ_H が 180° 以上のときには図 1 3 に示す大きな特性値 (一定値 1.5) をとる。

【0069】結局、旋回角 δ_H が 180° 以上のときに、変数 β が大きく推定車速 V_d が大きくなるようにしている (式(A)、図 1 1, 図 1 2, 図 1 3 参照)。旋回中には前後加速度センサ 9 1 の向きと車体進行方向のずれや前後加速度センサ 9 1 の応答遅れにより、前後加速度 G_x ($G_{x,r}$) が実際の車体速度よりも低めに出る傾向にあるので、この不具合を、 β の値を旋回角に応じて変化させることにより補償しているのである。このため、旋回時に推定車速 V_d が不要に小さくなってスリップが発生したと判定し、機関の駆動トルクを下げた加速不良とな

$$G_{x,r} > G_{x,r} + \alpha$$

上式において変数 α [m/S^2] は図 1 4 に示すように、操舵軸の旋回角 δ_H [deg] により変える。即ち δ_H が 180° 未満であれば $\alpha = 2.45$ とし δ_H が 180° 以上であれば $\alpha = 4.9$ とする。つまり旋回時には(B)式を成立しにくく

$$V_d \geq V_s$$

この(C)式が成立するという事は基準車輪のスリップがなくなったということを意味する。

【0073】車速選択比較部305は、(B)式が成立すると、接点305aから接点305bに切り換わり、出力している車速 V を基準車輪速 V_s から推定車輪速 V_d に変更する。この場合、図 1 4 に示すように α の値を設定しているので、旋回時には(B)式が成立しにくく、車速 V を V_s とするモードから V_d とするモードへ変更されにくくしている。即ち、旋回中には基準車輪速 V_s が乱れやすく、フィルタ基準車輪加速度 $G_{x,r}$ も乱れやすく、この乱れ (本来の動きではないノイズ的な動き) により、 $G_{x,r}$ に比べ $G_{y,r}$ が大きくなる傾向があるが、このような不良動作判定を抑えるため、(B)式において旋回時の α の値を大きくして(B)式を成立しにくくして、 V_s モードから V_d モードへの切替をしにくくしている。

【0074】また車速選択比較部305は、車速 V として推定車速 V_d を選んだ後に、(C)式が成立すると、接点305bから接点305aに切り換わり、出力している車速 V を推定車速 V_d から基準車輪速 V_s に変換する。

【0075】結局、図 1 1 に示す車速演算部300の動作をまとめると、次のようになる。

(1) 車速 V として、前後加速度 G_x を基に(A)式により演算した推定車速 V_d か、4 輪の車輪速のうち第 3 番目の基準車輪速 V_s のいずれかを用いる。

(2) 基準車輪がスリップしたとき、つまり(B)式が成立したときには、車速 V を基準車輪速 V_s から推定車速 V_d に切り替える。この場合(B)式中の α の値を調整し、旋回時には切り替えをしにくくする。また(A)式において β の値を調整し、旋回時の推定車速が小さくなりすぎることを防止している。

(3) 基準車輪のスリップがないとき、つまり(C)式が成立したときには、車速 V を推定車速 V_d から基準車輪速

る事態に入ること回避することができる。

【0070】一方、基準車輪速選択部306は、前後輪の回転センサ 9 3R, 9 3L, 9 4R, 9 4L から各車輪の回転速度が入力されると、そのうち速い方から 3 番目の車輪回転速度を選択しこれを基準車輪速 V_s として出力する。基準車輪速 V_s は車速選択出力部305と微分部307に送られる。微分部307は基準車輪速 V_s を微分して基準車輪加速度 G_s を演算して出力する。フィルタ308は基準車輪加速度 G_s をフィルタ処理してノイズ成分を除去しフィルタ基準車輪加速度 $G_{s,r}$ を出力する。

【0071】比較部309は次式(B)で示す比較演算をする。

$$\dots (B)$$

くしている。なお(B)式が成立したということは、基準とした車輪がスリップしたことを意味する。

【0072】比較部310は次式(C)で示す比較演算をする。

$$\dots (C)$$

V_s に戻す。

【0076】かくして4WD車においても、図 1 1 に示す車速演算部300を用いることにより、車速 V を良好に求めることができる。本発明のポイントとなる車速演算部300の説明は、これにて終了する。次は図 9, 図 1 0 に戻り、目標駆動トルク T_d を算出するための演算ブロックの説明を続ける。

【0077】操舵角センサ 9 0 により検出された操舵軸 8 9 の旋回角 δ_H と、車速演算部300にて算出された車速 V が一方の横加速度演算手段である推定横加速度演算部202に出力され、この推定横加速度演算部202にて前記 (1), (2) 式により推定横加速度 $G_{y,e}$ が算出される。

【0078】なお、操舵軸 8 9 の中立位置が学習補正されていない場合や、操舵角センサ 9 0 に異常が発生すると、推定横加速度 $G_{y,e}$ が全く誤った値となることが考えられる。そこで、操舵軸 8 9 の中立位置が学習補正されていない場合や、操舵角センサ 9 0 等に異常が発生した場合には、横加速度センサ 9 2a, 9 2b からの検出信号に基づいて車両に発生する実際の横加速度 G_y を検出し、これを推定横加速度 $G_{y,e}$ の代わりに用いる。

【0079】具体的には、横加速度センサ 9 2a, 9 2b からの検出信号の平均値を横加速度演算部203にて算出し、これをフィルタ部204にてノイズ除去処理した修正横加速度 $G_{y,r}$ が実際の横加速度 G_y として用いられる。つまり、これら横加速度演算部203及びフィルタ部204が他方の横加速度演算手段である。前記フィルタ部204では、今回算出した横加速度 $G_{y(n)}$ と前回算出した修正横加速度 $G_{y,r(n-1)}$ とから今回の修正横加速度 $G_{y,r(n)}$ を下式に示すデジタル演算によりローパス処理を行っている。

$$G_{y,r(n)} = \Sigma [(20/256) \cdot \{ G_{y(n)} - G_{y,r(n-1)} \}]$$

【0080】図15に、これら推定横加速度 G_{re} 及び修正横加速度 G_{rf} の選択手順を示す。図15に示すように、ECU14はY1のステップにてまずフィルタ部204からの修正横加速度 G_{rf} を採用し、Y2のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされているか否かを判定する。

【0081】このY2のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされていると判断したならば、前記修正横加速度 G_{rf} をそのまま採用する。これは、スリップ制御中に修正横加速度 G_{rf} から推定横加速度 G_{re} に変えた場合、後述する最大前後加速度 $G_{x\mu}$ やスリップ補正量 V_{re} が大きく変化して車両の挙動が乱れる虞があるためである。

【0082】前記Y2のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされていないと判断したならば、Y3にて舵角中立位置の学習が終了しているか否かを判定する。ここで、舵角中立位置の学習が済んでいないと判断した場合にも、Y1のステップでの修正横加速度 G_{rf} をそのまま採用し、Y2のステップに戻る。又、このY3のステップにて舵角中立位置の学習が済んでいると判断したならば、Y4のステップにて前記推定横加速度 G_{re} を採用し、Y2のステップに戻る。

【0083】このように、本実施例では二つの横加速度センサ92a, 92bを設けてこれら二つの検出データの平均値を横加速度 G_r として採用しているが、一つの横加速度センサを車両の重心部付近に設け、この検出値に基づいて修正横加速度 G_{rf} を求めることも可能である。

【0084】前記推定横加速度演算部202にて算出された推定横加速度 G_{re} の大きさに応じ、前後加速度制限器である上限クリップ部205にて前後加速度 $G_{x(n)}$ を最大前後加速度 $G_{x\mu(n)}$ にクリップする。この最大前後加速度 $G_{x\mu(n)}$ は、予めECU14内に記憶された推定横加速度 G_{re} と最大前後加速度 $G_{x\mu(n)}$ との関係を表す図16に示す如きマップから読み出し、前後加速度センサ91から検出される前後加速度 $G_{x(n)}$ がこの最大前後加速度 $G_{x\mu(n)}$ 以上の場合には、これを最大前後加速度 $G_{x\mu(n)}$ にクリップする。更に、フィルタ部206にてノイズ除去のための後述するフィルタ処理を行って修正前後加速度 G_{rf} を算出する。

【0085】このフィルタ部206での処理は、タイヤのスリップ率 S と、このタイヤと路面との摩擦係数との関係を表す図17に示すように、車両の前後加速度 $G_{x(n)}$ が駆動輪に装着されたタイヤと路面との摩擦係数と等価であると見なすことができることから、車両の前後加速度 $G_{x(n)}$ の最大値が変化してタイヤのスリップ率 S がタイヤと路面との摩擦係数の最大値と対応した目標スリップ率 S_0 。或いはその近傍から外れそうになった場合でも、タイヤのスリップ率 S をタイヤと路面との摩擦係数の最大値と対応した目標スリップ率 S_0 。或いはその近傍でこれよりも小さな値に維持させるように、最大前後加

速度 $G_{x\mu(n)}$ にクリップされた前後加速度 $G_{x(n)}$ を修正するためのものであり、具体的には下記の通りに行われる。

【0086】なお、駆動輪に装着されるタイヤのスリップ率 S は、

$$S = (V_0 - V) / V$$

と表すことができる。

【0087】最大前後加速度 $G_{x\mu(n)}$ にクリップされた今回の前後加速度 $G_{x(n)}$ がフィルタ処理された前回の修正前後加速度 $G_{xf(n-1)}$ 以上の場合、つまり車両が加速し続けている時には、今回の修正前後加速度 $G_{xf(n)}$ を $G_{xf(n)} = 28 \cdot \Sigma \{G_{x(n)} - G_{xf(n-1)}\} / 256$ として遅延処理によりノイズ除去を行い、修正前後加速度 $G_{xf(n)}$ を最大前後加速度 $G_{x\mu(n)}$ にクリップされた前後加速度 $G_{x(n)}$ に比較的早く追従させて行く。

【0088】逆に、最大前後加速度 $G_{x\mu(n)}$ にクリップされた今回の前後加速度 $G_{x(n)}$ が前回の修正前後加速度 $G_{xf(n-1)}$ 未満の場合、つまり車両が余り加速していない時には主タイマのサンプリング周期毎に以下の処理を行う。

【0089】スリップ制御中フラグ F_s がセットされていない、つまりスリップ制御による機関11の駆動トルクを低減していない状態では、車両が減速中にあるので $G_{xf(n)} = G_{xf(n-1)} - 0.002$ として修正前後加速度 G_{xf} の低下を抑制し、運転者による車両の加速要求に対する応答性を確保している。

【0090】又、スリップ制御により機関11の駆動トルクを低減している状態でスリップ量 s が正、つまり前輪59R, 59Lのスリップが多少発生している時にも、車両が減速中であることから安全性に問題がないので、 $G_{xf(n)} = G_{xf(n-1)} - 0.002$

として修正前後加速度 G_{xf} の低下を抑制し、運転者による車両の加速要求に対する応答性を確保している。

【0091】更に、スリップ制御により機関11の駆動トルクを低減している状態で後述する駆動輪のスリップ量 s が負、つまり車両が減速している時には、修正前後加速度 G_{xf} の最大値を保持し、運転者による車両の加速要求に対する応答性を確保する。

【0092】同様に、スリップ制御による機関11の駆動トルクを低減している状態で前記油圧制御装置による自動変速機13のシフトアップ中には、運転者に対する車両の加速感を確保する必要上、修正前後加速度 G_{xf} の最大値を保持するが、この間での修正前後加速度 G_{xf} を漸増させることも可能である。このフィルタ操作によって、変速終了直後における加速感を向上させることができる。

【0093】このようにして、フィルタ部204にてノイズ除去された修正前後加速度 G_{xf} を、トルク換算部207にてトルク換算するが、上述したフィルタ操作をこのトルク換算部207でのトルク換算後に行うようにしても良

い。

【0094】なお、このトルク換算部207にて算出された値は、当然のことながら正の値となるはずであるから、クリップ部208にて演算ミス防止する目的でこれを0以上にクリップした後、走行抵抗算出部209にて算

$$T_b = G_{xf} \cdot W_b \cdot r + T_r + T_c$$

ここで、 W_b は車体重量、 r は駆動輪の有効半径であり、ECU14での(3)式による演算処理が本発明の基準駆動トルク設定手段に該当する。

【0095】この(3)式から明らかなように、前記上限クリップ部205の働きにより推定横加速度 G_{xf} が大きいほど基準駆動トルク T_b が小さく設定される結果、駆動輪のスリップ量 s に応じたフィードバック補正トルクを基準駆動トルク T_b から減算することにより、十分なフィードバック補正の効果を得ることができ、四輪駆動形式の車両であっても機関11の目標駆動トルク T_o を効果的に低減させることが可能である。

【0096】前記走行抵抗 T_r は、車速 V の関数として算出することができるが、本実施例では図18に示す如きマップから求めている。この場合、平坦路と登坂路とでは走行抵抗 T_r が異なるので、マップには図中、実線にて示す平坦路用と二点鎖線にて示す登坂路用とが書き込まれ、車両に組み込まれた図示しない傾斜センサからの検出信号に基づいて、いずれか一方を選択するようにしているが、下り坂等を含めて更に細かく走行抵抗 T_r を設定することも可能である。

【0097】又、本実施例では前記コーナリングドラッグ補正トルク T_c を図19に示す如きマップから求めており、これによって実際の走行状態と近似した機関11の基準駆動トルク T_b を設定することができ、旋回直後の機関11の基準駆動トルク T_b が大きめになっていることから、旋回路を抜けた後の車両の加速フィーリングが向上する。

【0098】なお、前記(3)式により算出される基準駆動トルク T_b に対し、本実施例では可変クリップ部213にて最小値 T_{bl} を設定することにより、この基準駆動トルク T_b から前記フィードバック補正トルクとしての後述する最終補正トルク T_{f1} を減算部214にて減算した値が、負となってしまうような不具合を防止している。この基準駆動トルク T_b の最小値 T_{bl} は、図20に示す如きマップに示すように、スリップ制御の開始時点からの経過時間に応じて段階的に低下させるようにしている。

【0099】一方、ECU14は前後輪回転センサ93R, 93L, 94R, 94Lからの検出信号に基づき、駆動輪速演算部215にてこれらのうち最も大きいものとそれに大きいもののデータの平均から駆動輪速 V_o を設定する一方、車速 V から算出される目標駆動輪速 V_{fo} に基づいて補正トルク算出用目標駆動輪速 V_{fs} を設定した後、この補正トルク算出用目標駆動輪速 V_{fs} を駆動輪速 V_o から減算して求められるスリップ量 s を用い、前記基準

出された走行抵抗 T_r を加算部210にて加算し、更に操舵角センサ90からの検出信号に基づいてコーナリングドラッグ補正量算出部211にて算出されるコーナリングドラッグ補正トルク T_c を加算部212にて加算し、下式(3)に示す基準駆動トルク T_b を算出する。

$$\dots (3)$$

駆動トルク T_b のフィードバック制御を行うことによって、機関11の目標駆動トルク T_o を算出する。

【0100】ところで、車両の加速時に機関11で発生する駆動トルクを有効に働かせるためには、図17中の実線で示すように、走行中における駆動輪に装着されたタイヤのスリップ率 S が、このタイヤと路面との摩擦係数の最大値と対応する目標スリップ率 S_o 、或いはその近傍でこれよりも小さな値となるように調整し、エネルギーのロスを避けると共に車両の操縦性能や加速性能を損なわないようにすることが望ましい。

【0101】ここで、目標スリップ率 S_o は路面の状況に応じて0.1~0.25程度の範囲に振れることが知られており、従って車両の走行中には路面に対して10%程度のスリップ量 s を駆動輪に発生させることが望ましい。以上の点を勘案し、前記車速演算部300から出力される車速 V に基づき、目標駆動輪速 V_{fo} を乗算部216にて下式の通りに設定する。

$$V_{fo} = 1.1 \cdot V$$

【0102】そして、ECU14は加速度補正部217にて図21に示す如きマップから前述した修正前後加速度 G_{xf} に対応するスリップ補正量 V_s を読み出し、これを加算部218にて目標駆動輪速 V_{fo} に加算する。このスリップ補正量 V_s は、修正前後加速度 G_{xf} の値が大きくなるにつれて段階的に増加するような傾向を持たせているが、本実施例では車両の走行試験等に基づいてこのマップを作成している。

【0103】これにより、後述する補正トルク算出用目標駆動輪速 V_{fs} が増大し、加速時におけるスリップ率 S が図17中の実線で示す目標スリップ率 S_o 、或いはその近傍でこれよりも小さな値となるように設定される。

【0104】一方、図17中の一点鎖線で示すように、旋回中におけるタイヤと路面との摩擦係数の最大値となるタイヤのスリップ率は、直進中におけるタイヤと路面との摩擦係数の最大値となるタイヤの目標スリップ率 S_o よりも相当小さいことが判る。従って、車両が旋回中にはこの車両が円滑に旋回できるように、目標駆動輪速 V_{fo} を直進時よりも小さく設定することが望ましい。

【0105】そこで、旋回補正部219にて図22の実線で示す如きマップから前記推定横加速度 G_{xf} に対応するスリップ補正量 V_{sc} を読み出す。但し、イグニッションキースイッチ96のオン操作の後に行われる最初の操舵軸89の中立位置の学習が行われるまでは、操舵軸89の旋回角 δ_H の信頼性がないので、横加速度センサ92a, 92bからの検出信号により算出される修正横加速度

G_{re} に基づいて図 2 2 の破線で示す如きマップから前記スリップ補正量 V_{re} を読み出す。推定横加速度 G_{re} に対応する前記スリップ補正量 V_{re} は、運転者の操舵ハンドル 8 8 の切り増しが考えられるので、この推定横加速度 G_{re} が小さな領域では、修正横加速度 G_{rf} に対応するスリップ補正量 V_{re} よりも小さめに設定している。

【0106】又、車速 V が小さな領域では、車両の加速性を確保することが望ましく、逆にこの車速 V がある程度の速度以上では、旋回のは易さを考慮する必要がある。そこで、図 2 2 から読み出されるスリップ補正量 V_{re} に車速 V に対応した補正係数 K_v を図 2 3 に示すマップから読み出し、乗算部 220 にて乗算することにより、修正スリップ補正量 V_{rf} を算出している。

【0107】これにより、補正トルク算出用目標駆動輪速 V_{fs} が減少し、旋回時におけるスリップ率 S が直進時における目標スリップ率 S_0 よりも小さくなり、車両の加速性能が若干低下するものの、良好な旋回性が確保される。

【0108】このようにして、補正トルク算出用目標駆動輪速 V_{fs} が減算部 221 にて下式の通りに算出される。

$$V_{fs} = V_{fo} + V_{re} - V_{rf}$$

【0109】次に、減算部 222 にて駆動輪速演算部 215 にて算出された駆動輪速 V_o から、前記補正トルク算出用目標駆動輪速 V_{fs} を減算してスリップ量 s を算出する。そして、このスリップ量 s が負の設定値以下、例えば毎時 - 2.5 km 以下の場合には、スリップ量 s として毎時 - 2.5 km をクリップ部 223 にてクリップし、このクリップ処理後のスリップ量 s に対して後述する比例補正を行い、又、このクリップ処理前のスリップ量 s に対して後述する積分定数 ΔT_i を用いた積分補正を行い、更に微分補正を行って最終補正トルク T_{pi0} を算出する。

【0110】前記比例補正としては、乗算部 224 にてスリップ量 s に比例係数 K_p を掛けて基本的な補正量を求め、更に乗算部 225 にて自動変速機 1 3 の変速比 ρ_s によって予め設定された補正係数 ρ_{kp} (図 2 7 参照) を乗算し、比例補正トルク T_p を得ている。なお、比例係数 K_p はクリップ部 223 でのクリップ処理後のスリップ量 s に応じて図 2 4 に示すマップから読み出すようにしている。

【0111】又、前記積分補正としてスリップ量 s のゆるやかな変化に対応した補正を実現するため、積分演算部 226 にて基本的な補正量を算出し、この補正量に対して乗算部 227 にて自動変速機 1 3 の変速比 ρ_s に基づいて予め設定された補正係数 ρ_{ki} (図 2 7 参照) を乗算し、積分補正トルク T_i を得ている。この場合、本実施例で

$$T_o = (T_b - T_{pi0}) / (\rho_s \cdot \rho_d \cdot \rho_T) \quad \dots (4)$$

【0117】但し、 ρ_s は差動歯車減速比、 ρ_T はトルクコンバータ比であり、自動変速機 1 3 がアップシフトの変速操作を行う際には、その変速終了後に高速段側の変速比 ρ_s が出力されるようになっている。つまり、自動

は一定の微小積分補正トルクである積分定数 ΔT_i を積分しており、サンプリング周期毎にスリップ量 s が正の場合には前記積分定数 ΔT_i を加算し、逆にスリップ量 s が負の場合には積分定数 ΔT_i を減算している。

【0112】但し、この積分補正トルク T_i には車速 V に応じて可変の図 2 5 のマップに示す如き最小値 T_{il} を設定しており、このクリップ処理により車両の発進時、特に登り坂での発進時には大きな積分補正トルク T_i を働かせて機関 1 1 の駆動力を確保し、車両の発進後に車速 V が上昇してからは、逆に補正が大きすぎると制御の安定性を欠くので、積分補正トルク T_i が小さくなるようにしている。又、制御の収束性を高めるために積分補正トルク T_i に上限値、例えば 0 kgm を設定し、このクリップ処理によって積分補正トルク T_i は図 2 6 に示すように変化する。

【0113】このようにして算出された比例補正トルク T_p と積分補正トルク T_i とを加算部 228 にて加算し、比例積分補正トルク T_{pi} を算出する。

【0114】なお、前記補正係数 ρ_{kp} 、 ρ_{ki} は自動変速機 1 3 の変速比 ρ_s に関連付けて予め設定された図 2 7 に示す如きマップからそれぞれ読み出すようにしている。

【0115】又、本実施例では微分演算部 229 にてスリップ量変化率 G_s を算出し、これに微分係数 K_d を乗算部 230 にて掛け、急激なスリップ量 s の変化に対する基本的な補正量を算出する。そして、これにより得られた値にそれぞれ上限値と下限値との制限を設け、微分補正トルク T_d が極端に大きな値とならないように、クリップ部 231 にてクリップ処理を行い、微分補正トルク T_d を得ている。このクリップ部 231 は、車両の走行中に駆動輪 V_o が路面状況や走行状態等によって、瞬間的に空転或いはロック状態となることがあり、このような場合にスリップ量変化率 G_s が正或いは負の極端に大きな値となり、制御が発散して応答性が低下する虞があるので、例えば下限値を - 5.5 kgm にクリップすると共に上限値を 5.5 kgm にクリップし、微分補正トルク T_d が極端に大きな値とならないようにするためのものである。

【0116】しかる後、加算部 232 にてこれら比例積分補正トルク T_{pi} と微分補正トルク T_d とを加算し、これにより得られる最終補正トルク T_{pi0} を前記減算部 214 にて前述の基準駆動トルク T_b から減算し、更に乗算部 233 にて機関 1 1 と前輪 5 9R、5 9L の車軸 8 9、9 0 との間の総減速比の逆数を乗算することにより、下式(4)に示すスリップ制御用の目標駆動トルク T_o を算出する。

変速機 1 3 のアップシフトの変速操作の場合には、変速信号の出力時点で高速段側の変速比 ρ_s を採用すると、上記(4)式からも明らかなように、変速中に目標駆動トルク T_o が増大して機関 1 1 が吹け上がってしまうた

め、変速開始の信号を出力してから変速操作が完了する、例えば 1.5 秒間は、目標駆動トルク T_0 をより小さくできる低速段側の変速比 ρ_0 が保持され、変速開始の信号を出力してから 1.5 秒後に高速段側の変速比 ρ_0 が採用される。同様な理由から、自動変速機 13 のダウンシフトの変速操作の場合には、変速信号の出力時点で低速段側の変速比 ρ_0 が直ちに採用される。

【0118】前記(4)式で算出された目標駆動トルク T_0 は当然のことながら正の値となるはずであるから、クリップ部234にて演算ミスを防止する目的で目標駆動トルク T_0 を 0 以上にクリップし、スリップ制御の開始或いは終了を判定するための開始・終了判定部235での判定処理に従って、この目標駆動トルク T_0 に関する情報が出力される。

【0119】開始・終了判定部235は、下記(a)～(e)に示す全ての条件を満足した場合にスリップ制御の開始と判断し、スリップ制御中フラグ F_s をセットすると共に目標駆動トルク T_0 に関する情報を出力し、スリップ制御の終了を判断してスリップ制御中フラグ F_s がリセットとなるまでは、この処理を継続する。

【0120】(a) 運転者は図示しない手動スイッチを操作してスリップ制御を希望している。

(b) 運転者の要求している駆動トルク T_d は車両を走行させるのに必要な最小の駆動トルク、例えば 4kgm 以上である。なお、本実施例ではこの要求駆動トルク T_d をクランク角センサ 87 からの検出信号により算出された機関回転速度 N_e と、アクセル開度センサ 76 からの検出信号により算出されたアクセル開度 θ_a とに基づいて予め設定された図 28 に示す如きマップから読み出している。

(c) スリップ量 s は毎時 2km 以上である。

(d) スリップ量変化率 G_s は 0.2 g 以上である。

(e) 駆動輪速 V_0 を微分演算部236にて時間微分した駆動輪加速度 G_0 は 0.2 g 以上である。

【0121】一方、前記開始・終了判定部235がスリップ制御の開始を判定した後、下記(f), (g)に示す条件の内のいずれかを満足した場合には、スリップ制御終了と判断してスリップ制御中フラグ F_s をリセットし、目標駆動トルク T_0 の送信を中止する。

【0122】(f) 目標駆動トルク T_0 は要求駆動トルク T_d 以上であり、且つスリップ量 s は一定値、例えば毎時 2km 以下である状態が一定時間、例えば 0.5 秒以上継続している。

(g) アイドルスイッチ 95 がオフからオンに変わった状態、つまり運転者がアクセルペダル 30 を開放した状態が一定時間、例えば 0.5 秒以上継続している。

【0123】前記車両には、スリップ制御を運転者が選択するための図示しない手動スイッチが設けられており、運転者がこの手動スイッチを操作してスリップ制御を選択した場合、以下に説明するスリップ制御の操作を

行う。

【0124】このスリップ制御の処理の流れを表す図 29 に示すように、ECU 14 は S1 のステップにて上述した各種データの検出及び演算処理により、目標駆動トルク T_0 を算出するが、この演算操作は前記手動スイッチの操作とは関係なく行われる。

【0125】次に、S2 のステップにてまずスリップ制御中フラグ F_s がセットされているか否かを判定するが、最初はスリップ制御中フラグ F_s がセットされていないので、ECU 14 は S3 のステップにて駆動輪のスリップ量 s が予め設定した閾値、例えば毎時 2km よりも大きいか否かを判定する。

【0126】この S3 のステップにてスリップ量 s が毎時 2km よりも大きいと判断すると、ECU 14 は S4 のステップにてスリップ量変化率 G_s が 0.2 g よりも大きいか否かを判定する。

【0127】この S4 のステップにてスリップ量変化率 G_s が 0.2 g よりも大きいと判断すると、ECU 14 は S5 のステップにて運転者の要求駆動トルク T_d が車両を走行させるために必要な最小駆動トルク、例えば 4kgm よりも大きいか否か、つまり運転者が車両を走行させる意志があるか否かを判定する。

【0128】この S5 のステップにて要求駆動トルク T_d が 4kgm よりも大きい、即ち運転者は車両を走行させる意志があると判断すると、S6 のステップにてスリップ制御中フラグ F_s をセットし、S7 のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされているか否かを再度判定する。

【0129】この S7 のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセット中であると判断した場合には、S8 のステップにて機関 11 の目標駆動トルク T_0 として前記(4)式にて予め算出したスリップ制御用の目標駆動トルク T_0 を採用する。

【0130】又、前記 S7 のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がリセットされていると判断した場合には、S9 のステップにて ECU 14 は目標駆動トルク T_0 として機関 11 の最大トルクを出力し、これにより ECU 14 がトルク制御用電磁弁 50, 55 のデューティ率を 0% 側に低下させる結果、機関 11 は運転者によるアクセルペダル 30 の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

【0131】なお、S3 のステップにて駆動輪のスリップ量 s が毎時 2km よりも小さいと判断した場合、或いは S4 のステップにてスリップ量変化率 G_s が 0.2 g よりも小さいと判断した場合、或いは S5 のステップにて要求駆動トルク T_d が 4kgm よりも小さいと判断した場合には、それぞれ前記 S7 のステップに移行し、S9 のステップにて ECU 14 は目標駆動トルク T_0 として機関 11 の最大トルクを出力し、これにより ECU 14 がトルク制御用電磁弁 50, 55 のデューティ率を 0% 側に

低下させる結果、機関 11 は運転者によるアクセルペダル 30 の踏み込み量に応じた駆動トルクを発生する。

【0132】一方、前記 S2 のステップにてスリップ制御中フラグ F_s がセットされていると判断した場合には、S10 のステップにて駆動輪のスリップ量 s が前述した閾値である毎時 2km 以下であり且つ要求駆動トルク T_d が S1 のステップにて算出された目標駆動トルク T_0 以下の状態が 0.5 秒以上継続しているか否かを判定する。

【0133】この S10 のステップにてスリップ量 s が毎時 2km よりも小さく且つ要求駆動トルク T_d が目標駆動トルク T_0 以下の状態が 0.5 秒以上継続している、即ち運転者は車両の加速を既に希望していないと判断すると、S11 のステップにてスリップ制御中フラグ F_s をリセットし、前記 S7 のステップに移行する。

【0134】前記 S10 のステップにてスリップ量 s が毎時 2km よりも大きい、或いは要求駆動トルク T_d が目標駆動トルク T_0 以下の状態が 0.5 秒以上継続していない、即ち運転者は車両の加速を希望していると判断すると、ECU14 は S12 のステップにてアイドルスイッチ 95 がオン、即ちスロットル弁 19 の全閉状態が 0.5 秒以上継続しているか否かを判定する。

【0135】この S12 のステップにてアイドルスイッチ 95 がオンであると判断した場合、運転者がアクセルペダル 30 を踏み込んでいないことから、S11 のステップに移行してスリップ制御中フラグ F_s をリセットする。逆に、アイドルスイッチ 95 がオフであると判断した場合、運転者はアクセルペダル 30 を踏み込んでいるので、再び S7 のステップに移行する。

【0136】

【発明の効果】以上実施例と共に具体的に説明したように本発明によれば、前後加速度を基に演算した推定車速か、4 輪の車輪速のうち速い方から所定番目のものである基準車輪速のいずれかを車両の走行速度とする。また基準車輪速を微分した基準車輪加速度と、前後加速度に比較用変数 (α) を加えたものとを比較しており、前者が大きくなったら車速を基準車輪速から推定車速に切り換える。更に推定車速と基準車輪速とを比較しており、前者が大きくなったら車速を推定車速から基準車輪速に戻す。この場合、旋回走行時には直進走行時に比べ比較用変数 (α) を大きくしているので、旋回時には、基準車輪速から推定車速への切り換えが生じにくくしている。旋回時には推定車速が乱れる傾向があるため、切り換えをしにくくして精度を上げている。このようにして求めた車速を用いて車両の出力制御をすることにより、スリップのない安定した走行ができる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明による車両の出力制御装置を、前進 4 段後進 1 段の油圧式自動変速機を組み込んだ四輪駆動形式の車両に応用した一実施例における吸排気系の部分の概

念図である。

【図 2】本実施例における駆動系の部分の概念図である。

【図 3】そのスロットル弁の駆動機構を表す断面図である。

【図 4】センターデフに組み付けられた油圧多板クラッチに対する本実施例における油圧制御回路図である。

【図 5】その圧力制御弁の部分の油圧制御回路図である。

【図 6】本実施例における油圧多板クラッチの係合圧とクラッチ制御用電磁弁のデューティ率との関係を表すグラフである。

【図 7】本実施例における制御の全体の流れを表すフローチャートである。

【図 8】横加速度と操舵角比との関係を表すグラフである。

【図 9】図 10 と共に本実施例におけるスリップ制御用の目標駆動トルクの演算手順を表すブロック図である。

【図 10】図 9 と共に本実施例におけるスリップ制御用の目標駆動トルクの演算手順を表すブロック図である。

【図 11】車速演算部を示すブロック図である。

【図 12】操舵軸の旋回角が 180 度未満のとき、推定車速を演算する式に用いる変数 β の特性を示す特性図である。

【図 13】操舵軸の旋回角が 180 度以上のとき、推定車速を演算する式に用いる変数 β の特性を示す特性図である。

【図 14】加速度センサで得た加速度と基準車輪加速度とを比較演算するとき用いる変数 α の特性を示す特性図である。

【図 15】本実施例における推定横加速度と修正横加速度との選択手順を表すフローチャートである。

【図 16】本実施例における推定横加速度と最大前後加速度との関係を表すマップである。

【図 17】駆動輪に装着されたタイヤと路面との摩擦係数と、このタイヤのスリップ率との関係を表すグラフである。

【図 18】本実施例における車速と走行抵抗との関係を表すマップである。

【図 19】本実施例における操舵軸の旋回角とコーナリングドラッグ補正トルクとの関係を表すマップである。

【図 20】本実施例における制御開始経過時間と基準駆動トルクの最小値との関係を表すマップである。

【図 21】本実施例における修正前後加速度とスリップ補正量との関係を表すマップである。

【図 22】本実施例における横加速度とスリップ補正量との関係を表すマップである。

【図 23】本実施例における車速とスリップ補正量に対する補正係数との関係を表すマップである。

【図 24】本実施例におけるスリップ量と比例係数との

関係を表すマップである。

【図 2 5】本実施例における車速と積分補正トルクの最小値との関係を表すマップである。

【図 2 6】スリップ量に応じた本実施例における積分補正トルクの変化状態を表すグラフである。

【図 2 7】本実施例における自動変速機の変速段と補正トルクに対応する補正係数との関係を表すマップである。

【図 2 8】本実施例における機関回転速度と要求駆動トルクとアクセル開度との関係を表すマップである。

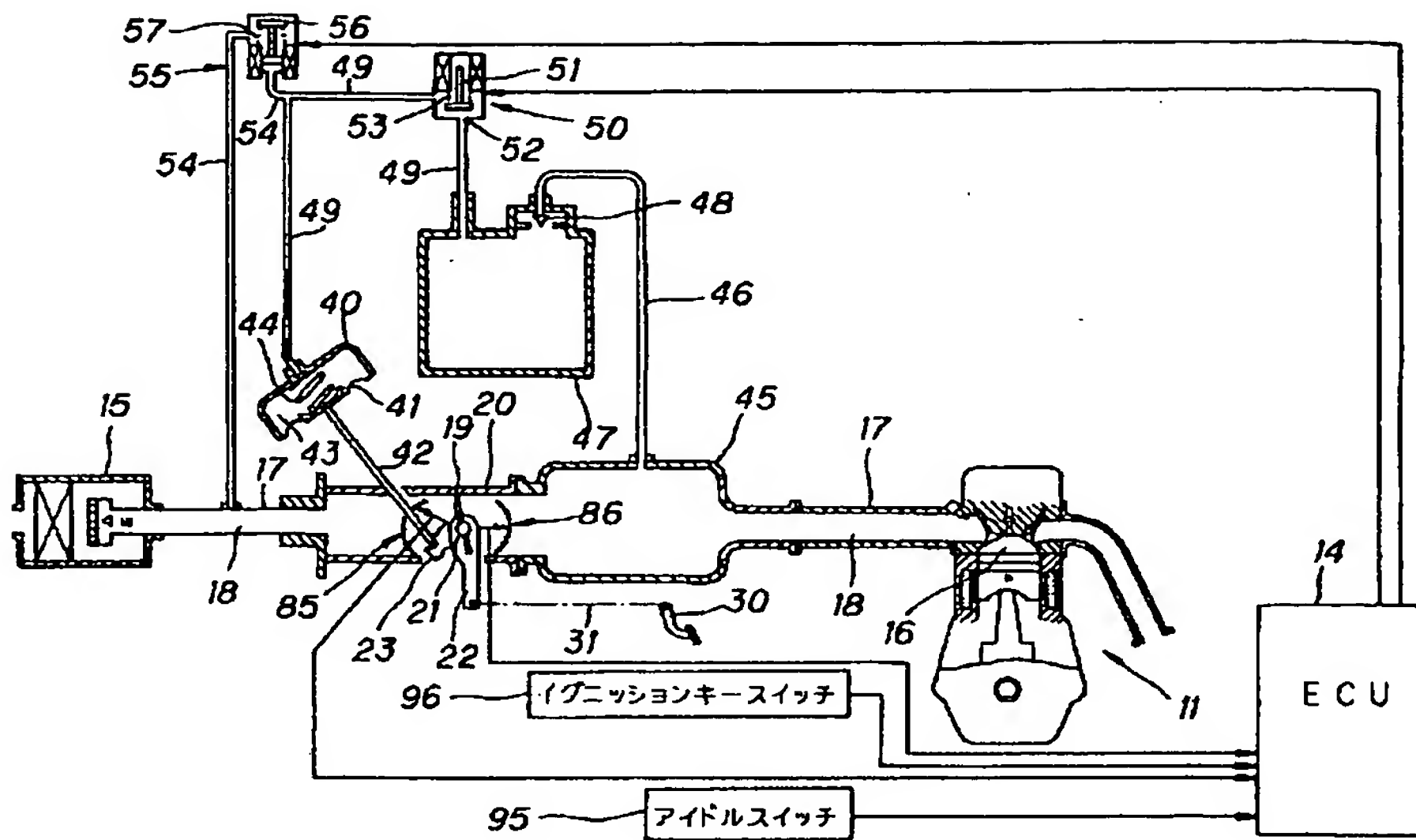
【図 2 9】本実施例におけるスリップ制御の流れを表すフローチャートである。

【符号の説明】

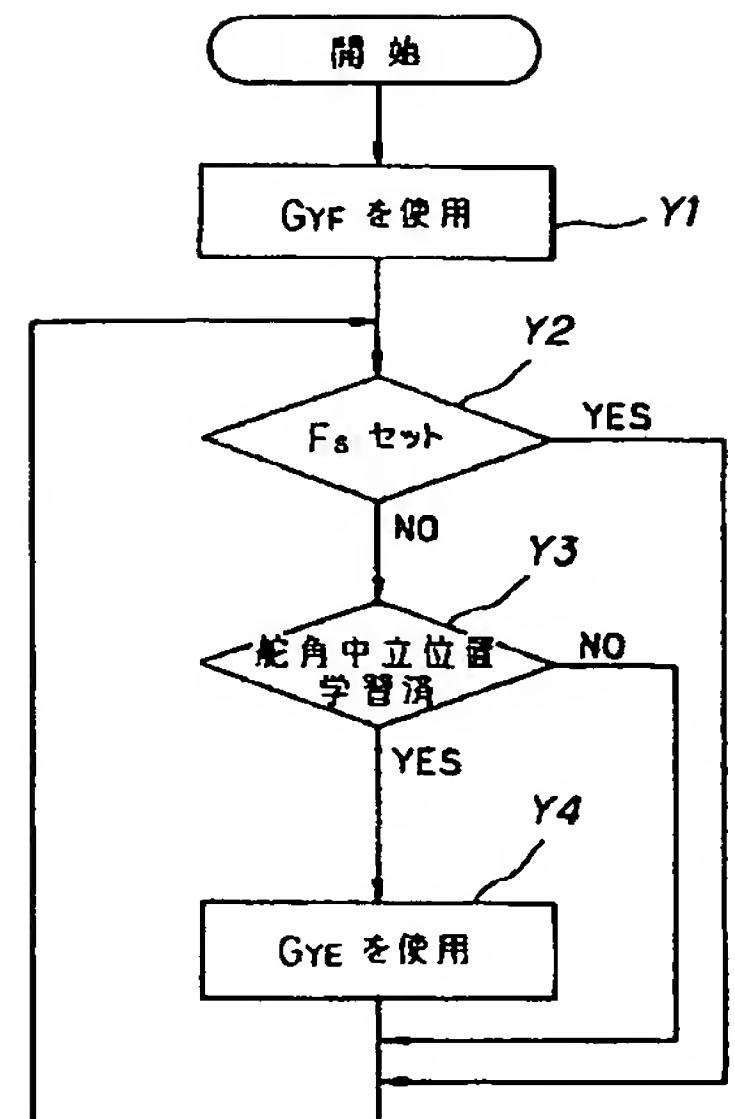
1 1 は機関、1 2 はトルクコンバータ、1 3 は自動変速機、1 4 は ECU、1 5 はエアクリーナ、1 6 は燃焼室、1 7 は吸気管、1 8 は吸気通路、1 9 はスロットル弁、2 0 はスロットルボディ、2 1 はスロットル軸、2 2 はアクセルレバー、2 3 はスロットルレバー、2 4 は筒部、2 5 はプシュ、2 6 はスパーサ、2 7 は座金、2 8 はナット、2 9 はケーブル受け、3 0 はアクセルペダル、3 1 はケーブル、3 2 はカラー、3 3 は爪部、3 4 はストッパ、3 5 はねじりコイルばね、3 6、3 7 はばね受け、3 8 はストッパピン、3 9 はねじりコイルばね、4 0 はアクチュエータ、4 1 はダイヤフラム、4 2 は制御棒、4 3 は圧力室、4 4 は圧縮コイルばね、4 5 はサージタンク、4 6 は接続配管、4 7 はバキュームタンク、4 8 は逆止め弁、4 9 は配管、5 0 はトルク制御用電磁弁、5 1 はプランジャ、5 2 は弁座、5 3 はばね、5 4 は配管、5 5 はトルク制御用電磁弁、5 6 はプランジャ、5 7 はばね、5 8 は出力軸、5 9R、5 9L は前輪、6 0R、6 0L は後輪、6 1 はセンターデフ、6 2 は中間歯車、6 3 は太陽歯車、6 4 は遊星歯車、6 5 は内歯歯車、6 6 は遊星キャリア、6 7 は前輪用出力軸、6 8 は減速歯車、6 9 はフロントデフ、7 0 は後輪用出力軸、7 1 は傘歯車群、7 2 はプロペラ軸、7 3R、7 3L は前車軸、7 4 は傘歯車群、7 5 はリヤディファレンシャル、7 6R、7 6L は後車軸、7 7 は油圧多板クラッチ、7 8 は油溜め、7 9 は油ポンプ、8 0 は圧力制御弁、8 01 はランド、8 02 はランド、8 03 はスプール、8 04 は戻しばね、8 1 は圧力スイッチ、8 2 はリリース弁、8 3 はレデューシング弁、8 31 はランド、8 32 はランド、8 33 はスプール、8 34 は戻しばね、8 4 はクラッチ制御用電磁弁、8 41 はソレノイド、8 42 は弁体、8 43 は戻しばね、8 5 はスロットル開度センサ、8 6 はアクセル開度センサ、8 7 はクランク角センサ、8 8 は操舵ハンドル、8

9 は操舵軸、9 0 は操舵角センサ、9 1 は前後加速度センサ、9 2a、9 2b は横加速度センサ、9 3R、9 3L は前輪回転センサ、9 4R、9 4L は後輪回転センサ、9 5 はアイドルスイッチ、9 6 はイグニッションキースイッチ、101 は油路、102 は分岐油路、103 は排油路、104 は油路、105 は油路、106 は排油路、107 は油路、108 はオリフィス、109 は制御油路、110 は排油路、202 は推定横加速度演算部、203 は横加速度演算部、204 はフィルタ部、205 は上限クリップ部、206 はフィルタ部、207 はトルク換算部、208 はクリップ部、209 は走行抵抗算出部、210 は加算部、211 はコーナリングドラッグ補正量算出部、212 は加算部、213 は可変クリップ部、214 は減算部、215 は駆動輪速選択部、216 は乗算部、217 は加速度補正部、218 は加算部、219 は旋回補正部、220 は乗算部、221 は減算部、222 は減算部、223 はクリップ部、224 は乗算部、225 は乗算部、226 は積分演算部、227 は乗算部、228 は加算部、229 は微分演算部、230 は乗算部、231 はクリップ部、232 は加算部、233 は乗算部、234 はクリップ部、235 は開始・終了判定部、236 は微分演算部である。300 は車速演算部、301 はフィルタ、302 はピークホールド部、303 はスイッチ部、304 は推定車速演算部、305 は車速選択出力部、306 は基準車輪速選択部、307 は微分部、308 はフィルタ部、309 は比較部、310 は比較部である。又、A はスタビリティファクタ、 F_s はスリップ制御中フラグ、 G_s はスリップ量変化率、 G_x は前後加速度、 G_{x_f} は修正前後加速度、 G_{x_f} はフィルタ前後加速度、 $G_{x_{fp}}$ はピークホールド前後加速度、 $G_{x_{sp}}$ はスイッチ前後加速度、 G_y は基準車輪加速度、 G_{y_f} はフィルタ基準車輪加速度、 G_{y_f} は修正横加速度、 G_{y_e} は推定横加速度、 K_d は微分係数、 K_p は比例係数、 N_e は機関回転速度、 S はタイヤのスリップ率、 S_0 は目標スリップ率、 s はスリップ量、 T_b は基準駆動トルク、 $T_{b_{\min}}$ は基準駆動トルクの最小値、 T_c はコーナリングドラッグ補正トルク、 T_d は微分補正トルク、 T_e は要求駆動トルク、 T_i は積分補正トルク、 $T_{i_{\min}}$ は積分補正トルクの最小値、 T_0 は目標駆動トルク、 T_p は比例補正トルク、 T_{p_i} は比例積分補正トルク、 $T_{p_{\max}}$ は最終補正トルク、 T_r は走行抵抗、 ΔT_i は積分定数、 V は車速、 V_b は駆動輪速、 V_{f_0} は目標駆動輪速、 V_{fs} は補正トルク算出用目標駆動輪速、 V_s はスリップ補正量、 V_{sc} はスリップ補正量、 V_y は基準車輪速、 V_0 は推定車速、 δ_n は旋回角、 θ_a はアクセル開度、 ρ_d は差動歯車減速比、 ρ_{x_i} は補正係数、 ρ_{x_f} は補正係数、 ρ_s は自動変速機の変速比、 ρ_t はトルクコンバータ比である。

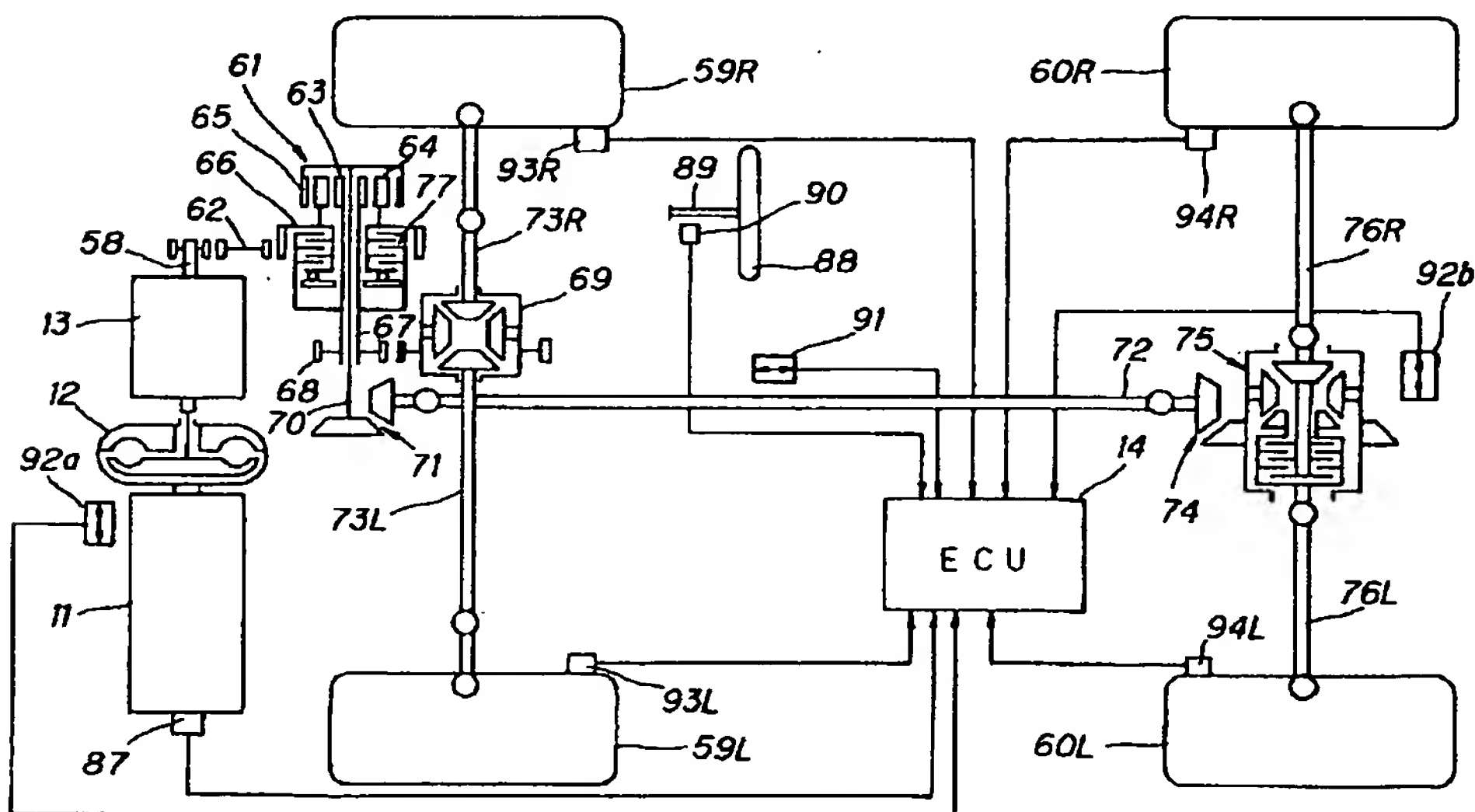
【図1】



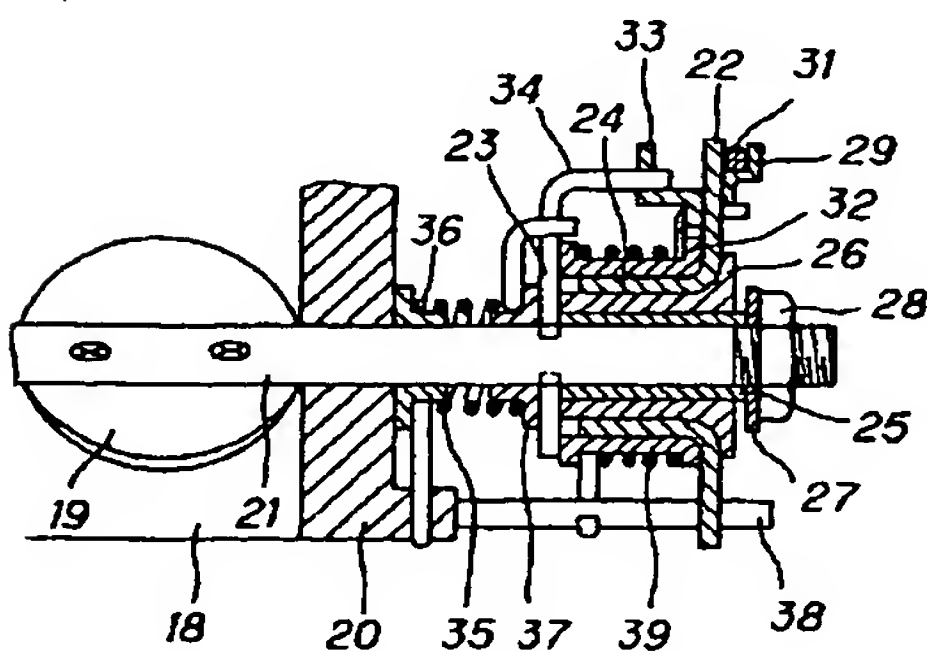
【図15】



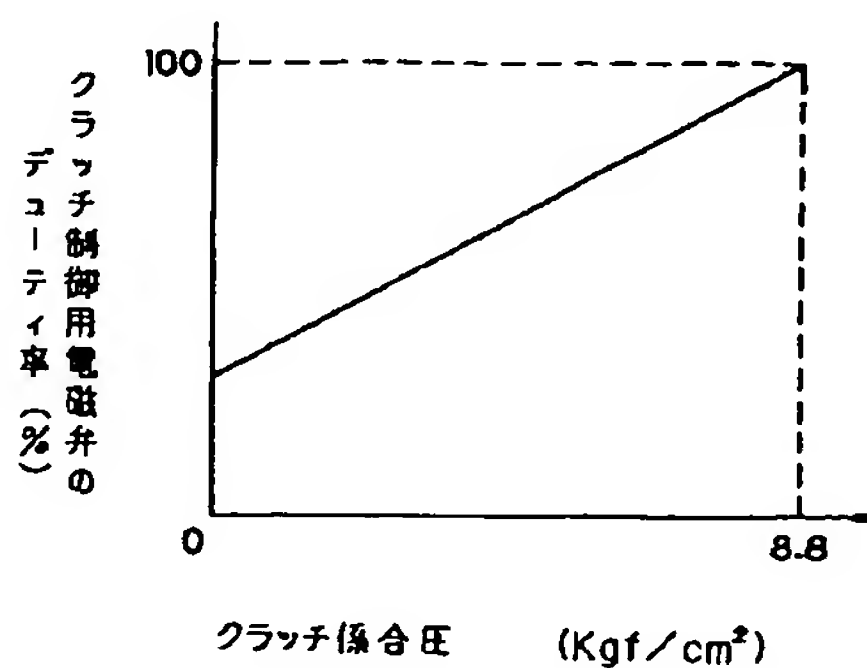
【図2】



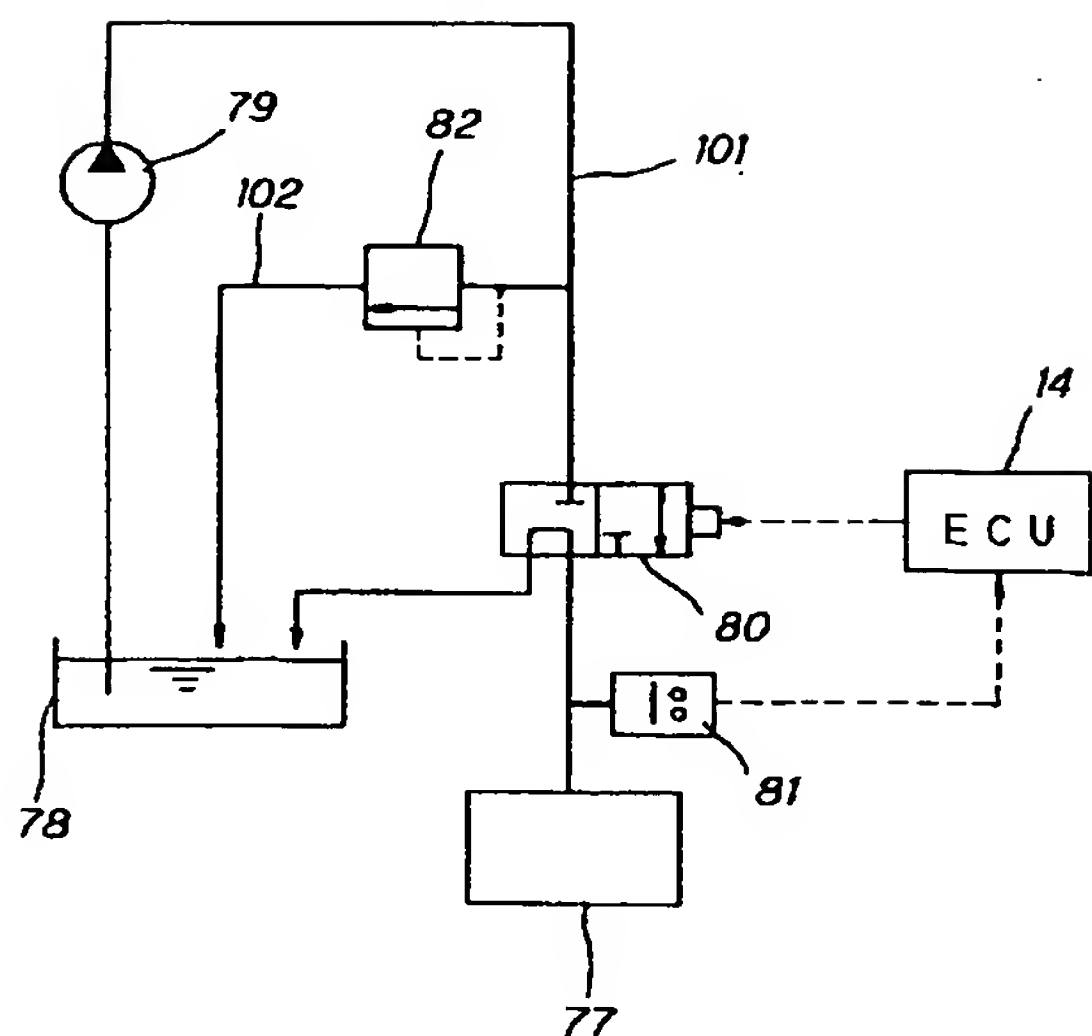
【図3】



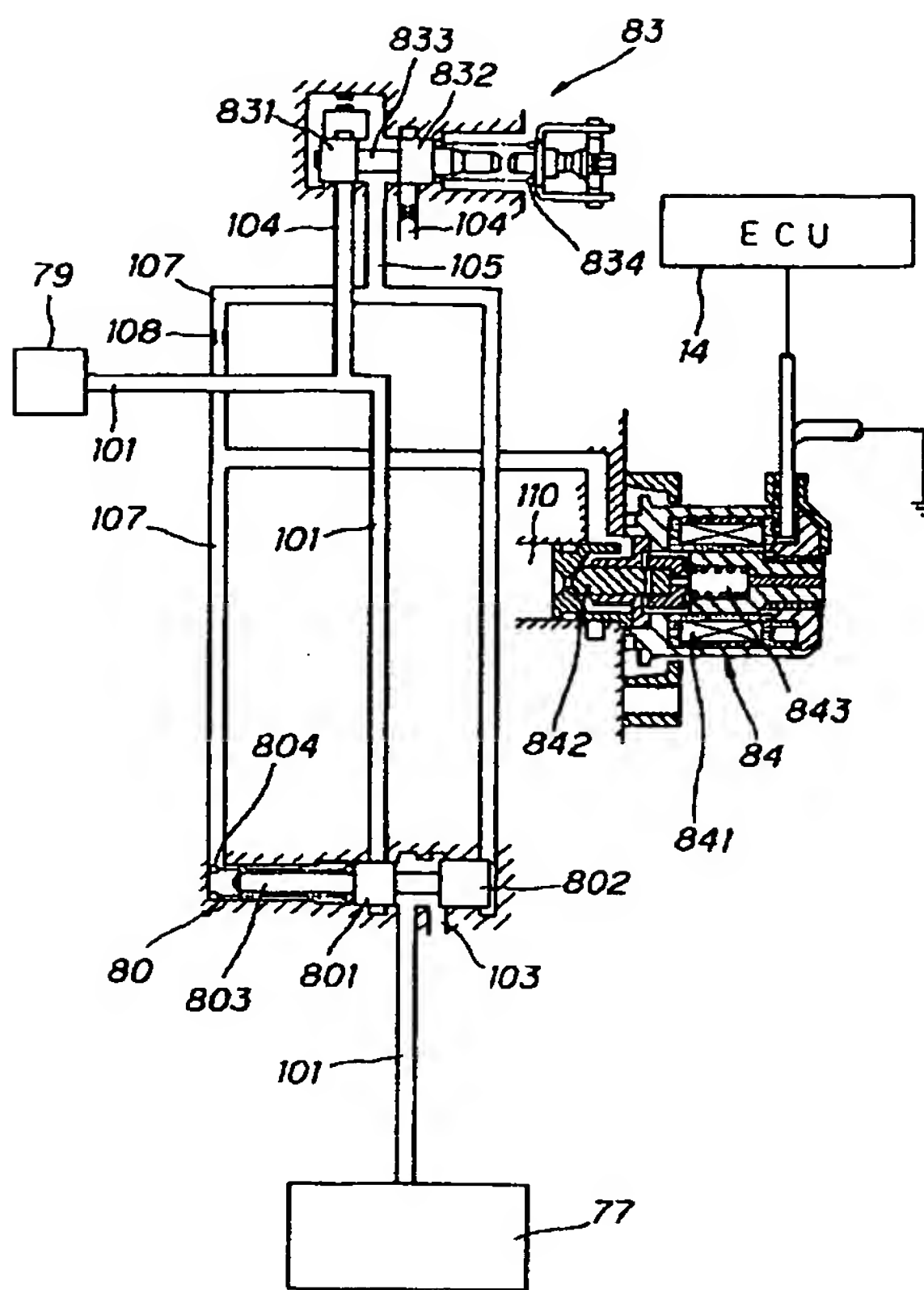
【図6】



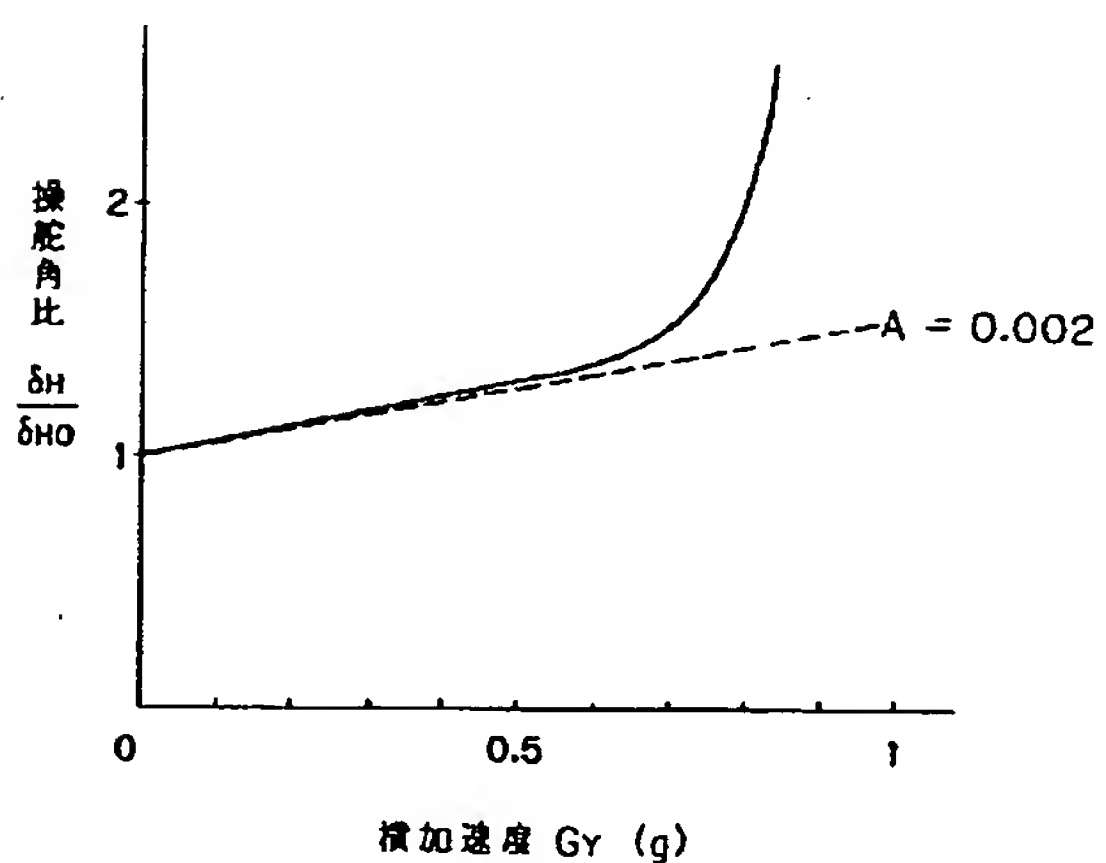
【図 4】



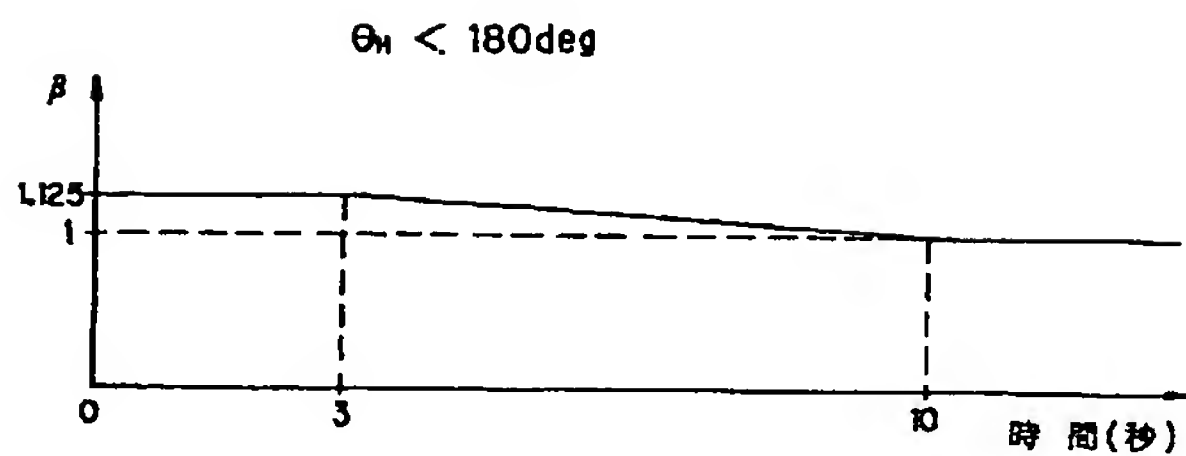
【図 5】



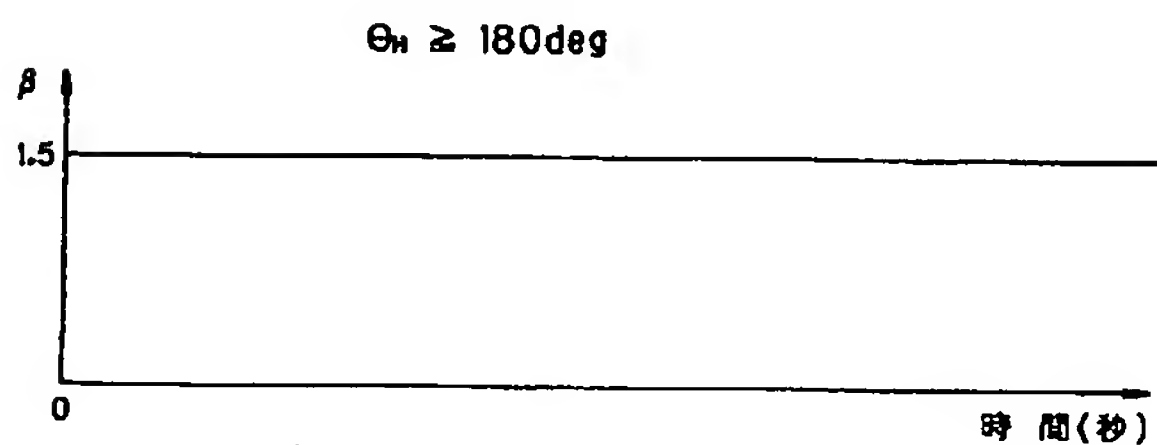
【図 8】



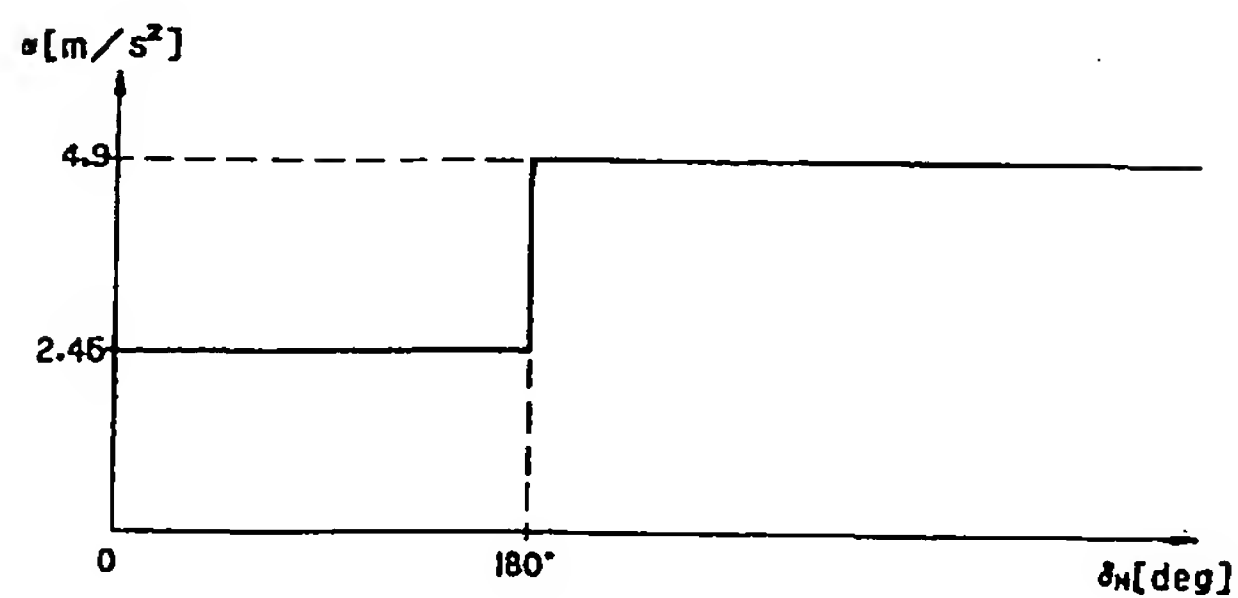
【図 12】



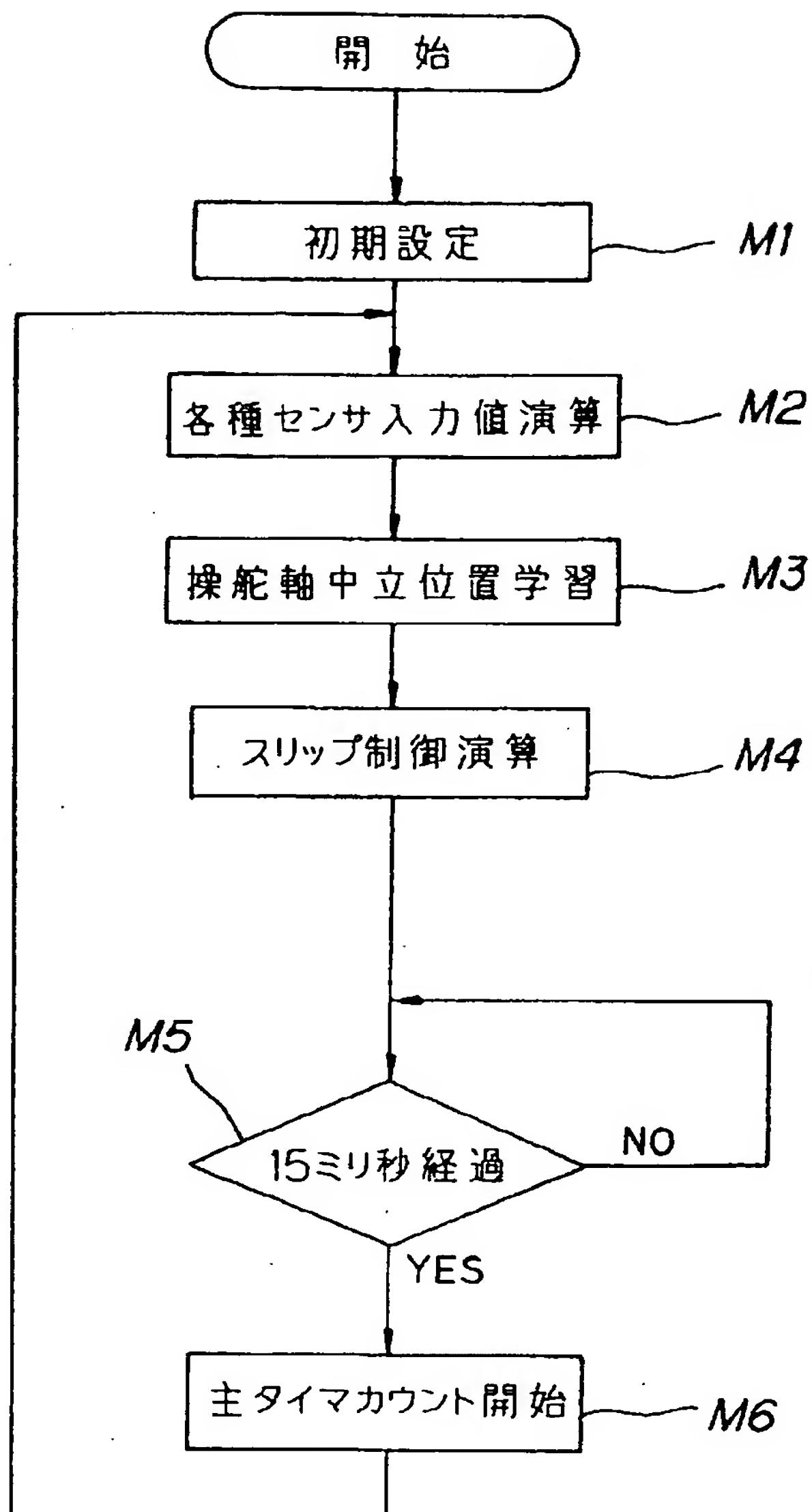
【図 13】



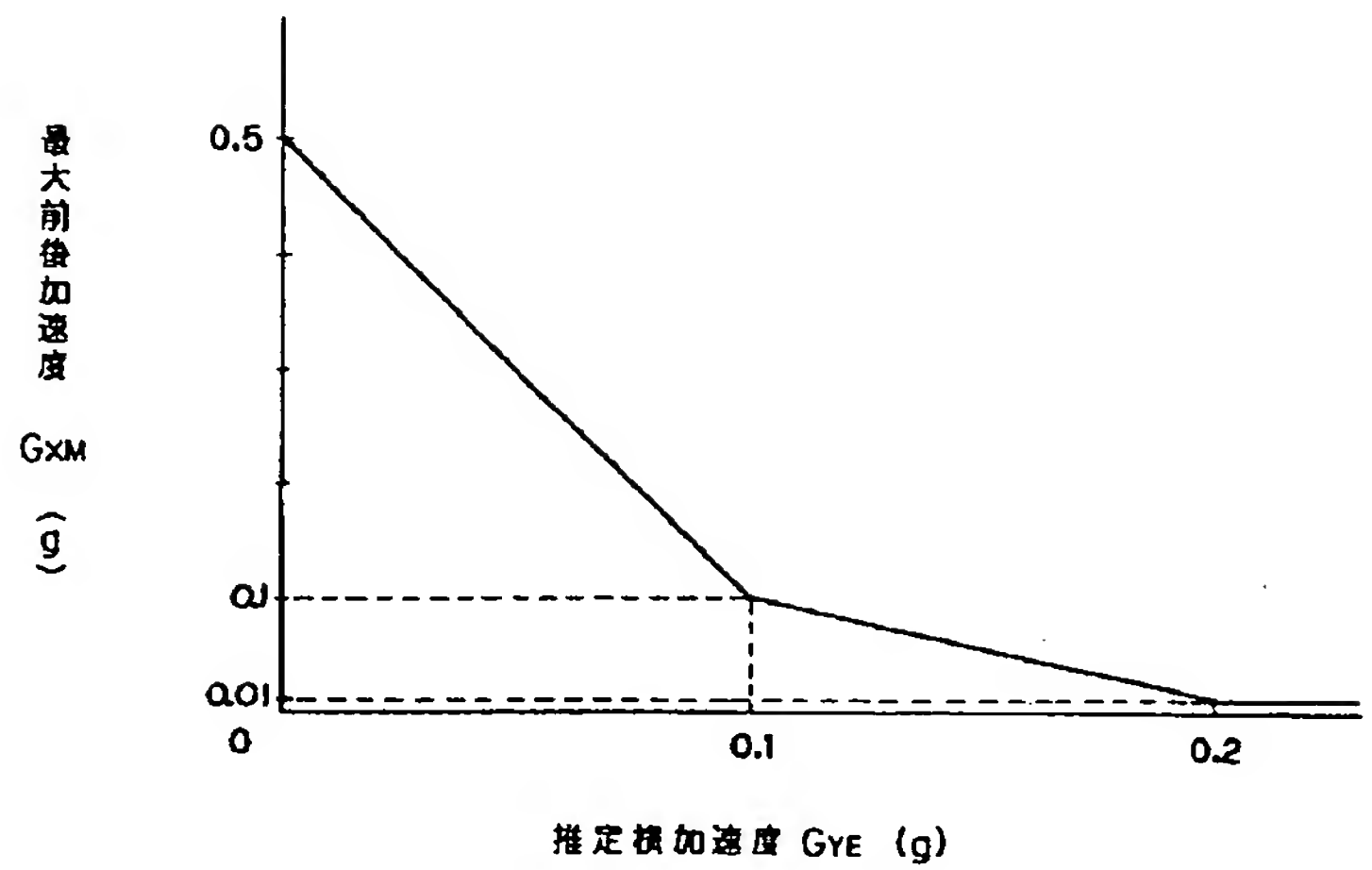
【図 14】



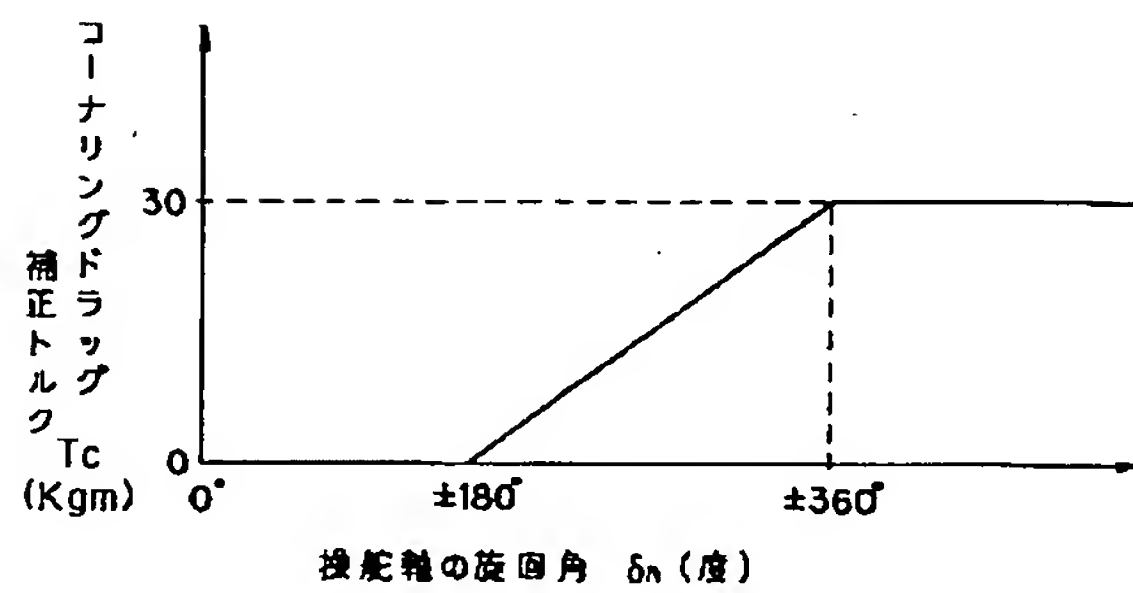
【図7】



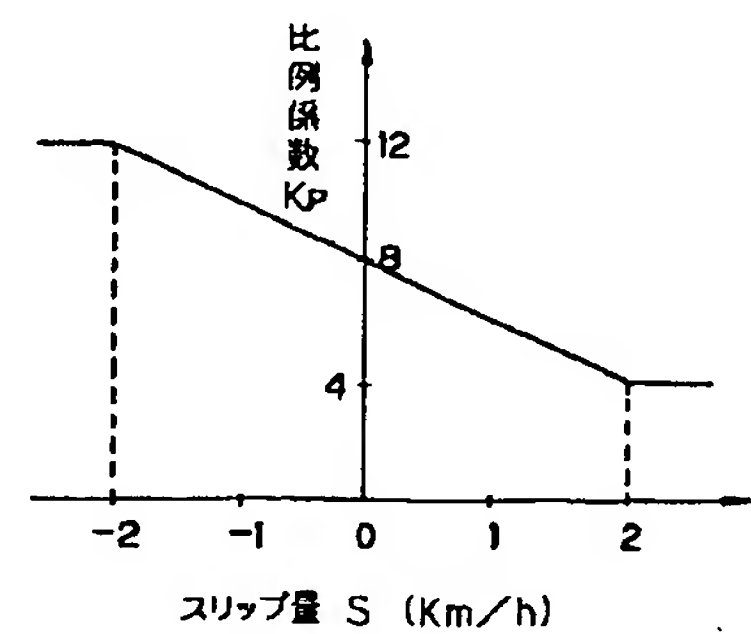
【図16】



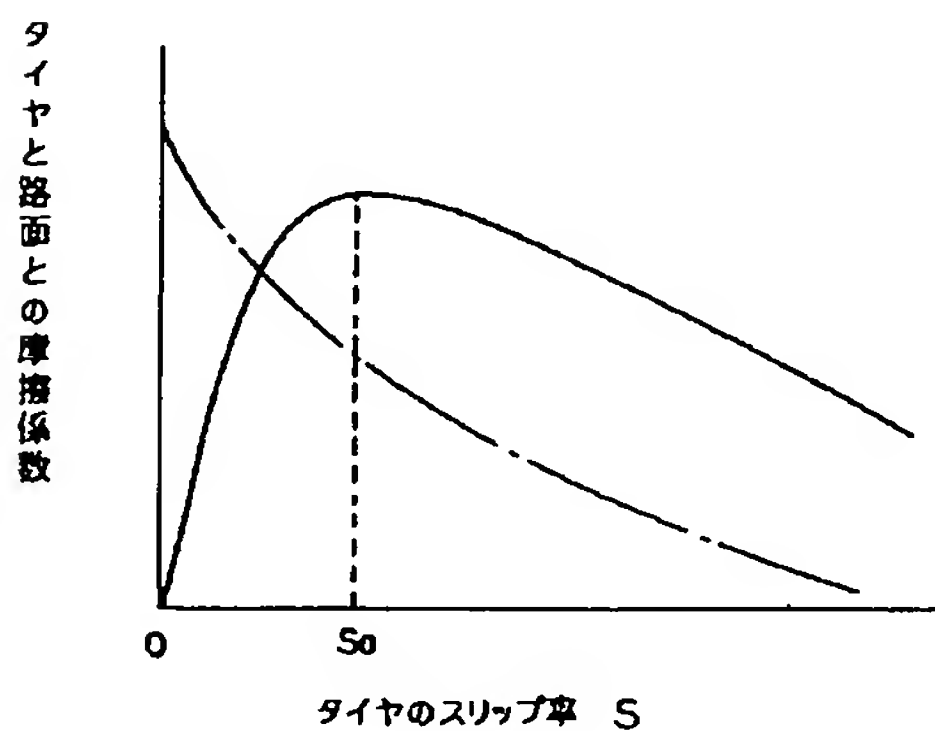
【図19】



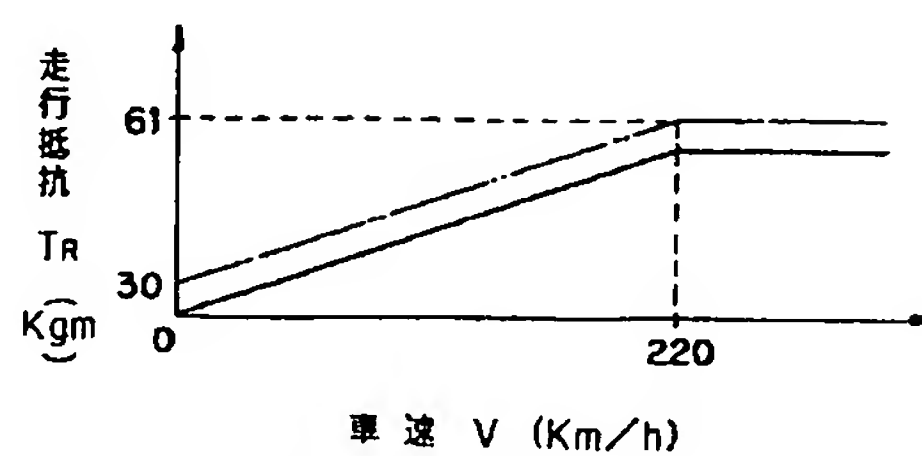
【図24】



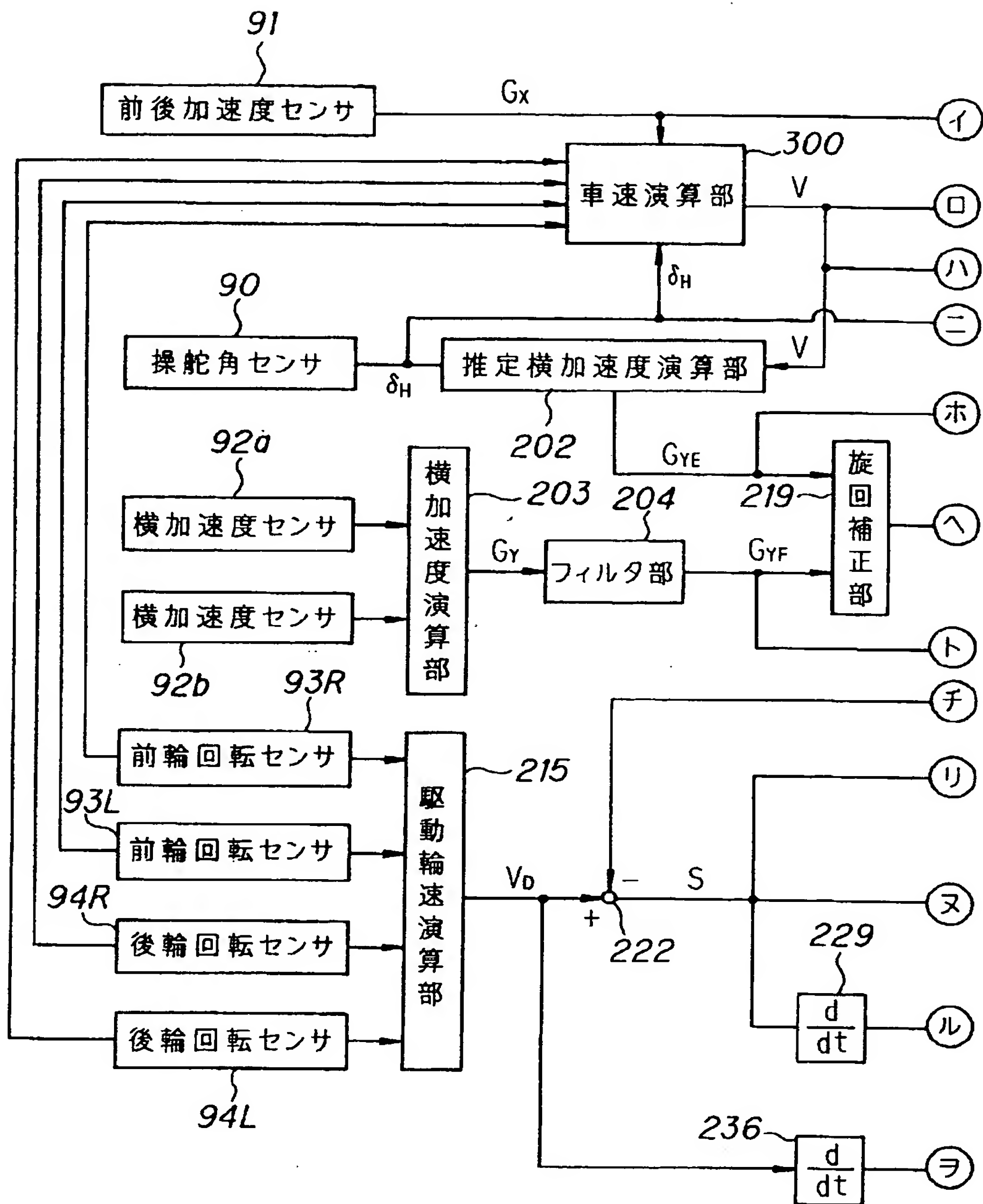
【図17】



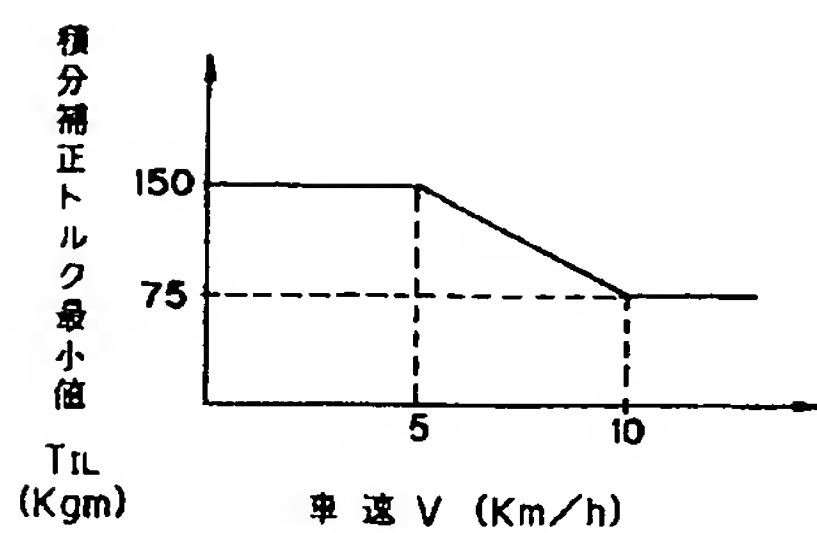
【図18】



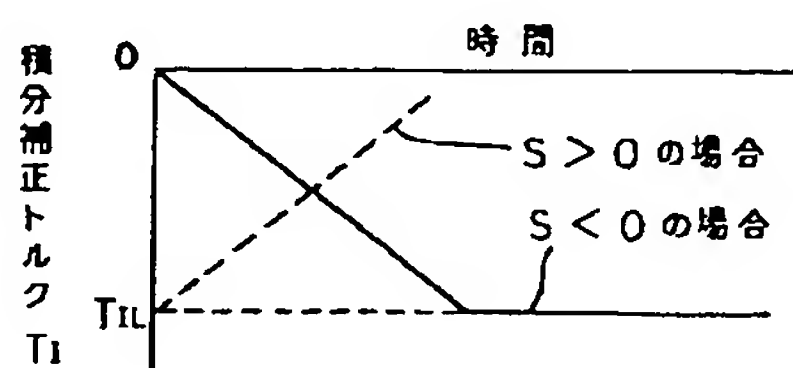
【図 9】



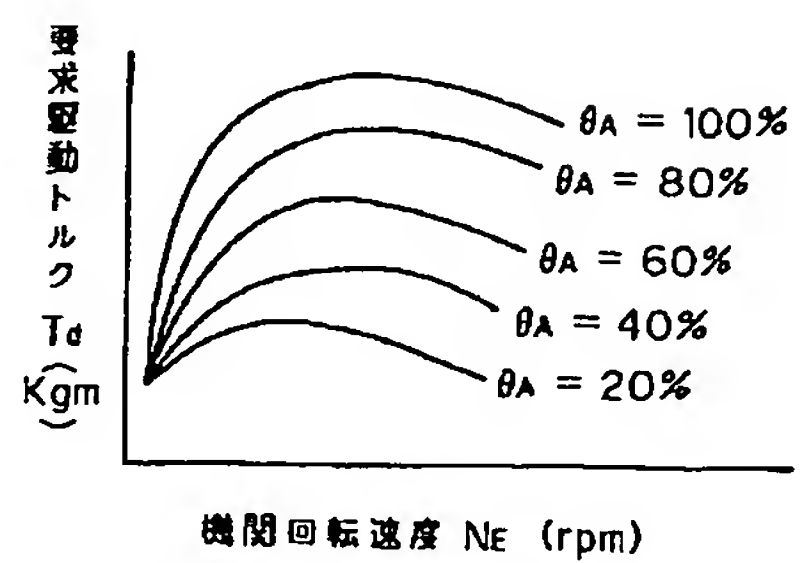
【図 25】



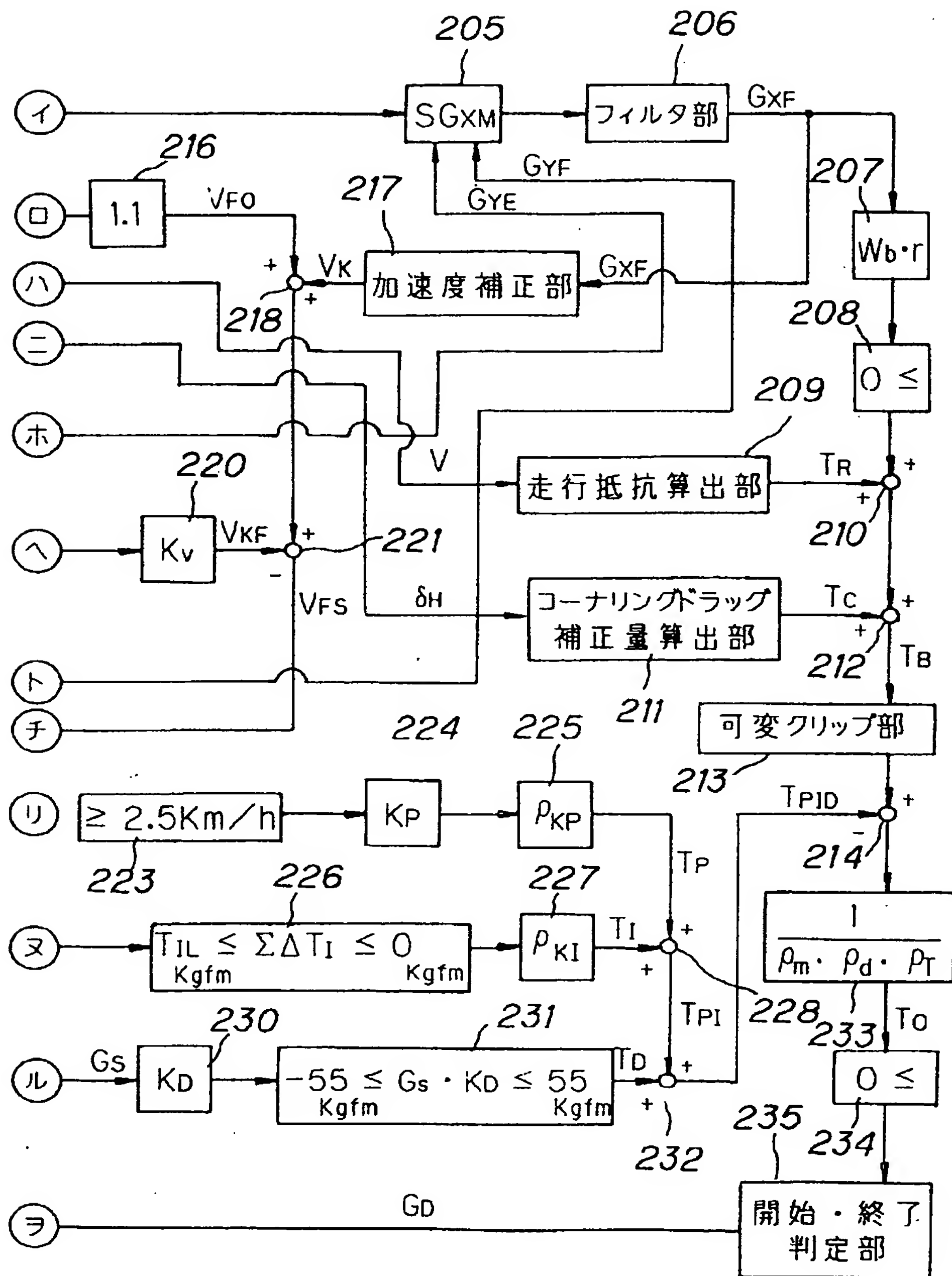
【図 26】



【図 28】



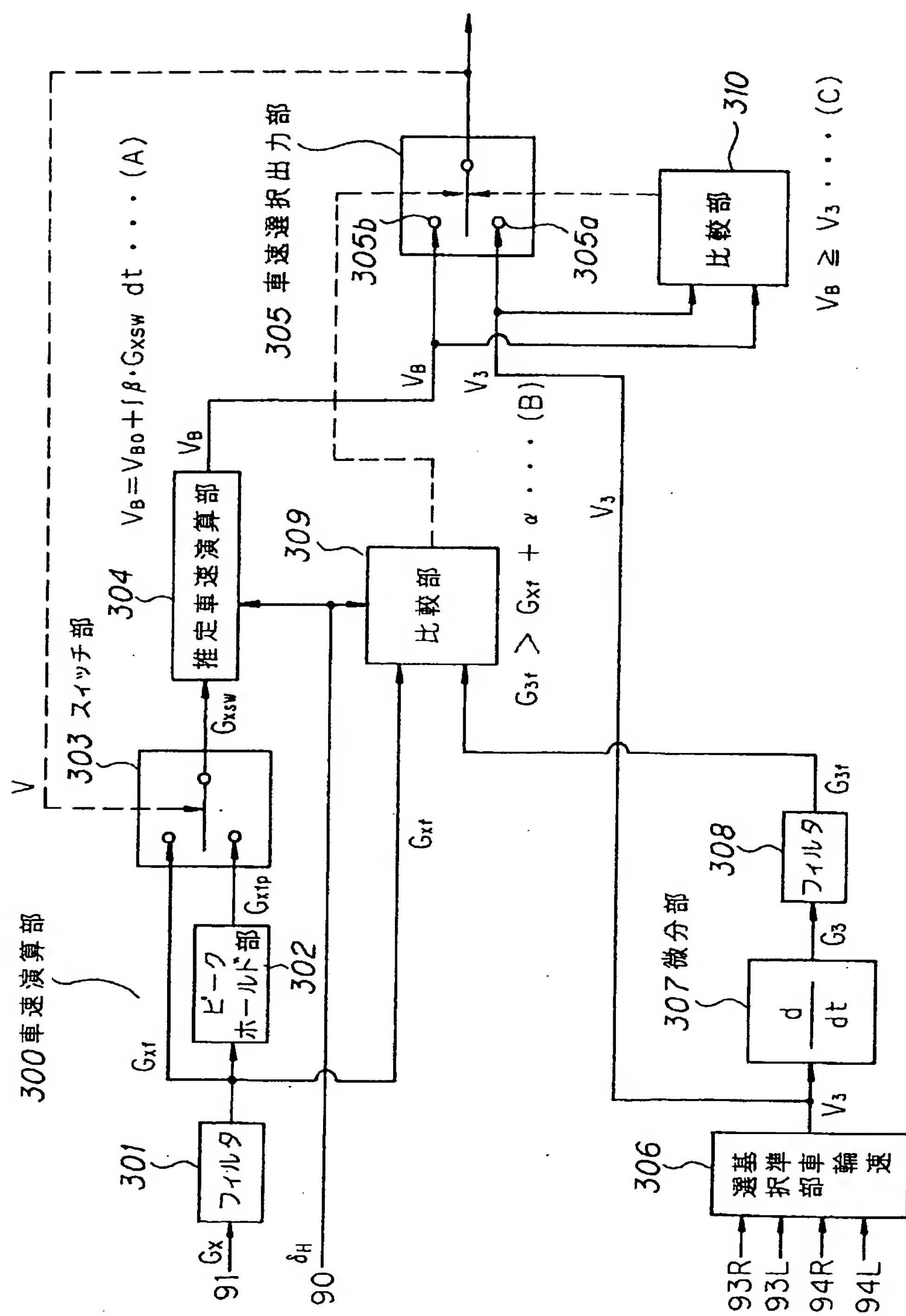
【図 10】



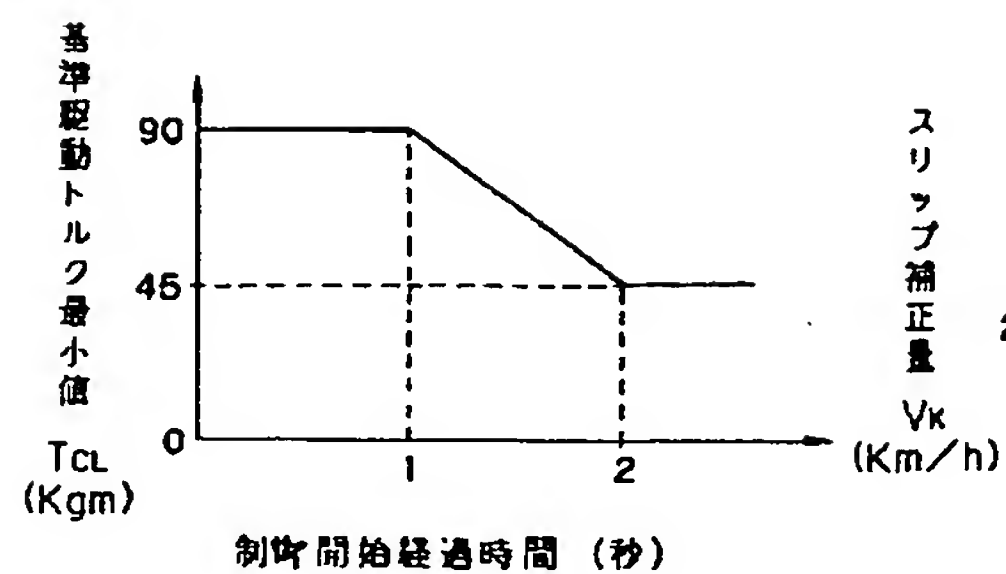
【図 27】

| 変速段 | ρ_{KP} | ρ_{KI} |
|-----|-------------|-------------|
| 1速 | 1.0 | 1.0 |
| 2速 | 0.7 | 0.7 |
| 3速 | 0.7 | 0.7 |
| 4速 | 0.7 | 0.7 |
| 後退 | 1.0 | 1.0 |

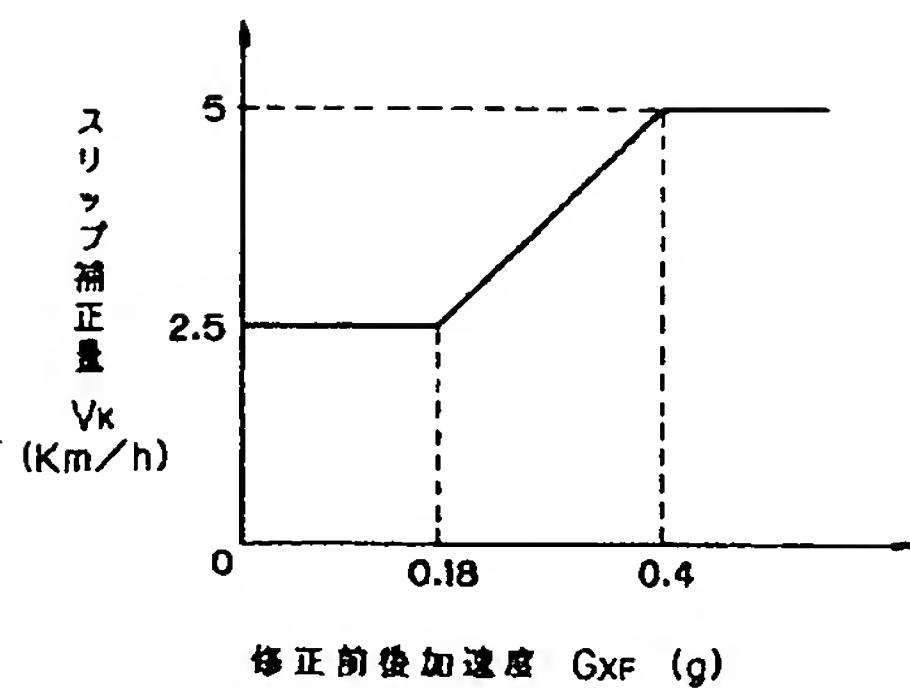
【图 1 1】



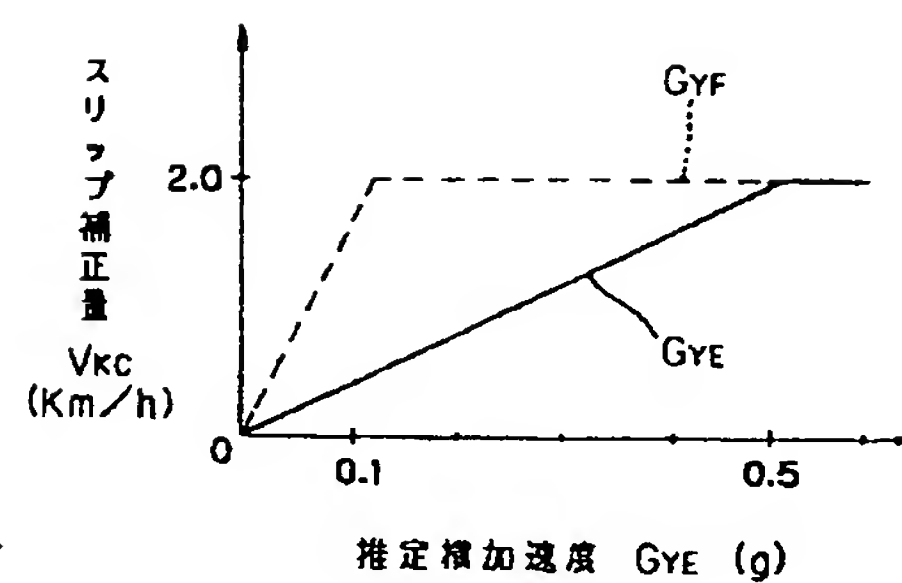
【図20】



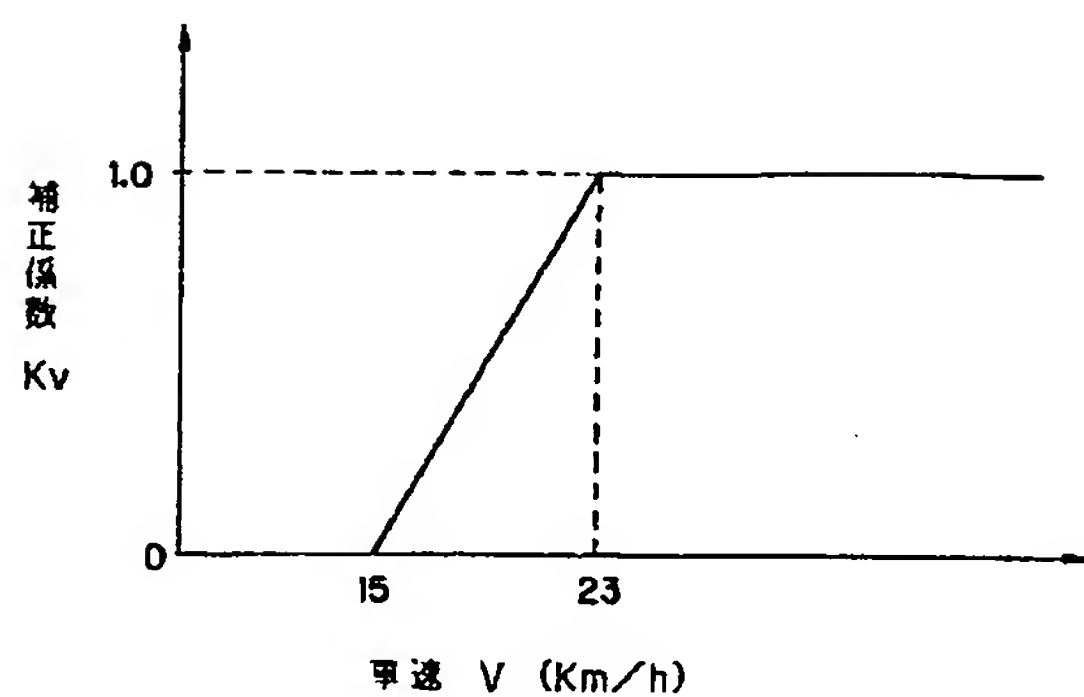
【図21】



【図22】



【図23】



【図 29】

